

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-225578

(43)Date of publication of application : 14.08.2002

(51)Int.Cl.

B60K 17/04  
B60K 6/02  
B60L 11/14

(21)Application number : 2001-028840

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 05.02.2001

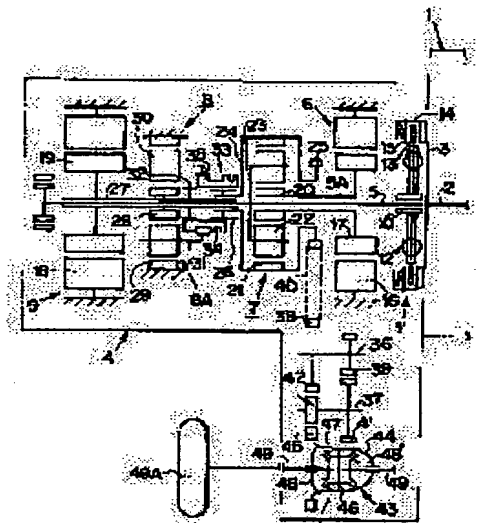
(72)Inventor : ADACHI MASATOSHI  
KOJIMA MASAHIRO  
HATA YUSHI

(54) HYBRID CAR

(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a hybrid car capable of suppressing a change in driving power of a vehicle for changing a transmission state of power outputted from a predetermined driving power source.

**SOLUTION:** In the hybrid car wherein at least one part of a transmission line for transmitting power of a plurality of driving power sources 1, 9 to a wheel 49A is made common, and also a power transmission state control device for changing the power transmission state is provided between the two rotational members in the line where the power outputted from the specified driving power source in the plurality of driving power sources 1, 9 is transmitted to the wheel 49A, a power transmission state control device 8 is arranged in a line except the line for transmitting the power from the driving power source 1 except the specified driving power source 9 to the wheel 49A.



1:エンジン 2:クラッチ 3:変速機 4:動力分割装置 5:モータ・ジェネレータ  
7:モータ・ジェネレータ 8:動力伝達機構 9:モータ・ジェネレータ  
10:モータ・ジェネレータ 11:モータ・ジェネレータ 12:モータ・ジェネレータ  
13:モータ・ジェネレータ 14:モータ・ジェネレータ 15:モータ・ジェネレータ  
16:モータ・ジェネレータ 17:モータ・ジェネレータ 18:モータ・ジェネレータ  
19:モータ・ジェネレータ 20:モータ・ジェネレータ 21:モータ・ジェネレータ  
22:モータ・ジェネレータ 23:モータ・ジェネレータ 24:モータ・ジェネレータ  
25:モータ・ジェネレータ 26:モータ・ジェネレータ 27:モータ・ジェネレータ  
49A:車輪

## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

03.04.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

10.02.2004

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

2004-05033

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

11.03.2004

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号  
特開2002-225578  
(P2002-225578A)

(43)公開日 平成14年8月14日 (2002.8.14)

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テマコード(参考)
B 6 0 K 17/04	ZHV	B 6 0 K 17/04	ZHVG 3D039
6/02	ZHV		L 5H115
B 6 0 L 11/14	ZHV	B 6 0 L 11/14	ZHV
		B 6 0 K 9/00	ZHVD

審査請求 未請求 請求項の数7 OL (全14頁)

(21)出願番号 特願2001-28840(P2001-28840)  
(22)出願日 平成13年2月5日(2001.2.5)

(71)出願人 000003207  
トヨタ自動車株式会社  
愛知県豊田市トヨタ町1番地  
(72)発明者 足立 昌俊  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
(72)発明者 小嶋 昌洋  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
(74)代理人 100083998  
弁理士 渡辺 丈夫

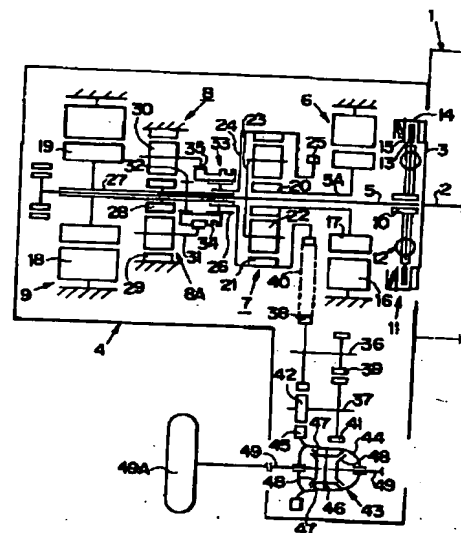
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 ハイブリッド車

(57)【要約】

【課題】 所定の駆動力源から出力された動力の伝達状態を変更する場合に、車両の駆動力変化を抑制することのできるハイブリッド車を提供する。

【解決手段】 複数の駆動力源1、9の動力を車輪49Aに伝達する経路の少なくとも一部が共通化されているとともに、複数の駆動力源1、9のうちの所定の駆動力源から出力された動力を車輪49Aに伝達する経路に、2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する動力伝達状態制御装置が設けられているハイブリッド車において、動力伝達状態制御装置8が、所定の駆動力源9以外の駆動力源1の動力を車輪49Aに伝達する経路以外の経路に配置されている。



- 1: エンジン 2: クランクシャフト 6: 第1のモータ・ジェネレータ  
7: 変速機 8: 動力伝達状態制御装置 8A: 変速機駆動装置  
9: 第2のモータ・ジェネレータ 20, 28: サンギヤ 21, 28: リングギヤ  
23, 31: キャリヤ 24: コネクティングドラム 26: ギヤ  
27: 中空シャフト 49A: 前輪

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 複数の駆動力源の動力を車輪に伝達する経路の少なくとも一部が共通化されているとともに、前記複数の駆動力源のうちの所定の駆動力源から出力された動力を前記車輪に伝達する経路に、2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する動力伝達状態制御装置が設けられているハイブリッド車において、

前記動力伝達状態制御装置が、前記所定の駆動力源以外の駆動力源の動力を前記車輪に伝達する経路以外の経路に配置されていることを特徴とするハイブリッド車。

【請求項2】 前記複数の駆動力源の動力を合成して前記車輪に伝達する機能と、前記所定の駆動力源以外の動力を発電機に伝達する機能とを有する合成分配機構が設けられていることを特徴とする請求項1に記載のハイブリッド車。

【請求項3】 前記合成分配機構が3つの回転要素を有し、前記所定の駆動力源および所定の駆動力源以外の駆動力源ならびに発電機と、前記3つの回転要素とが、別々に動力伝達可能に連結されていることを特徴とする請求項2に記載のハイブリッド車。

【請求項4】 前記所定の駆動力源の出力軸と、所定の駆動力源以外の駆動力源の出力軸とが非同心状に配置されていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれかに記載のハイブリッド車。

【請求項5】 前記所定の駆動力源の出力軸と、所定の駆動力源以外の駆動力源の出力軸とが同心状に配置されていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれかに記載のハイブリッド車。

【請求項6】 前記動力伝達状態制御装置が、3つの回転要素同士を半径方向に配置した遊星歯車式変速機構を備えているとともに、この3つの回転要素の回転・停止を制御することにより、前記2つの回転部材の間における動力伝達状態が変更されるものであることを特徴とする請求項1ないし5のいずれかに記載のハイブリッド車。

【請求項7】 前記動力伝達状態制御装置が、変速比の異なる複数のギヤ列を有する選択歯車式変速機構を備えているとともに、前記複数のギヤ列のいずれかを動力伝達可能に制御することにより、前記2つの回転部材の間における動力伝達状態が変更されるものであることを特徴とする請求項1ないし4のいずれかに記載のハイブリッド車。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、複数の駆動力源を有するハイブリッド車に関するものである。

【0002】

【従来の技術】近年、車両の駆動力源として、燃料の燃焼により動力を出力するエンジンと、電力の供給により動力を出力する電動機とを搭載したハイブリッド車が提

案されている。このハイブリッド車においては、各種の条件に基づいて、エンジンおよび電動機の駆動・停止を制御することにより、燃費の向上および騒音の低減ならびに排気ガスの低減を図ることができるものとされている。

【0003】このように、複数の駆動力源を搭載したハイブリッド車の一例が、特開2000-2327号公報に記載されている。この公報に記載されたハイブリッド車は、エンジンおよび電動機ならびに発電機を有し、これらがそれぞれ動力伝達経路に連結されている。動力伝達経路には、遊星歯車機構からなる合成分配機構が設けられており、エンジンと遊星歯車機構のキャリアとが連結され、発電機と遊星歯車機構のサンギヤとが連結され、電動機と遊星歯車機構のリングギヤとが連結されている。リングギヤにはドライブスプロケットが形成されている。

【0004】一方、前記合成分配機構に隣接して変速機が設けられている。この変速機は、入力軸および出力軸を備えているとともに、入力軸にはドリブンスプロケットが設けられている。また、入力軸には、低速段ドライブギヤおよび高速段ドライブギヤが、入力軸と相対回転可能に取り付けられている。さらに、入力軸と低速段ドライブギヤまたは高速段ドライブギヤとを選択的に連結する同期連結機構が設けられている。そして、ドリブンスプロケットとドライブスプロケットにはチェーンが巻き掛けられている。前記出力軸には、低速段ドリブンギヤおよび高速段ドリブンギヤが形成されており、低速段ドライブギヤと低速段ドリブンギヤとが啮合され、高速段ドライブギヤと高速段ドリブンギヤとが啮合されている。なお、変速機の出力軸のトルクがデファレンシャルに伝達されるように構成されている。

【0005】そして、上記公報に記載されたハイブリッド車においては、エンジンから出力された動力と電動機から出力された動力とを、合成分配機構で合成するとともに、合成された動力をリングギヤおよびチェーンを介して入力軸に伝達することができる。一方、同期連結機構を制御することにより、入力軸と出力軸との間の変速比が切り換えられる。すなわち、同期連結機構の動作により、低速段ドライブギヤと入力軸とが連結された状態、または高速段ドライブギヤと入力軸とが連結された状態に変更することにより、その変速比をロー・ハイの二段に切り換えることができる。すなわち、同期連結機構を制御することにより、電動機から車輪に至る動力伝達経路に設けられている入力軸と出力軸との間の動力伝達状態、すなわち、変速比が2段階に切り換えられる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記公報に記載されたハイブリッド車においては、エンジンおよび電動機の動力が、いずれも変速機を経由してデファレンシャルに伝達されるように構成されている。したがっ

て、同期連結機構を制御して、変速機の変速比を切り換える際には、車輪に対してトルクが伝達されない状態が過渡的に生じる。その結果、駆動力の抜けが生じて運転者に違和感を与えるという問題があった。

【0007】この発明は上記の事情を背景としてなされたものであり、所定の駆動力源から車輪に至る動力の伝達経路に設けられている2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する場合に、車両の駆動力の低下を抑制することのできるハイブリッド車を提供することを目的としている。

【0008】

【課題を解決するための手段およびその作用】上記の目的を達成するために、請求項1の発明は、複数の駆動力源の動力を車輪に伝達する経路の少なくとも一部が共通化されているとともに、前記複数の駆動力源のうちの所定の駆動力源から出力された動力を前記車輪に伝達する経路に、2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する動力伝達状態制御装置が設けられているハイブリッド車において、前記動力伝達状態制御装置が、前記所定の駆動力源以外の駆動力源の動力を前記車輪に伝達する経路以外の経路に配置されていることを特徴とするものである。

【0009】請求項1の発明において、「2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する」とは、例えば、「一方の回転部材の回転速度と、他方の回転部材の回転速度との比、すなわち変速比を変更すること」、または、「一方の回転部材と他方の回転部材との間における動力の伝達経路を変更すること」の少なくとも一方が挙げられる。つまり、動力伝達状態制御装置は、例えば、「2つの回転部材同士の変速比」、または「2つの回転部材の間の動力の伝達経路」の少なくとも一方を変更できるように構成されている。

【0010】請求項1の発明によれば、所定の駆動力源の動力を車輪に伝達するにあたり、2つの回転部材の間の動力の伝達状態を変更する場合でも、所定の駆動力源以外の駆動力源の動力が車輪に伝達され、車輪に伝達されるトルクの低下が抑制される。

【0011】請求項2の発明は、請求項1の構成に加えて、前記複数の駆動力源の動力を合成して前記車輪に伝達する機能と、前記所定の駆動力源以外の動力を発電機に伝達する機能とを有する合成分配機構が設けられていることを特徴とするものである。請求項2の発明においても、請求項1の発明と同様の作用が生じる。

【0012】請求項3の発明は、請求項2の構成に加えて、前記合成分配機構が3つの回転要素を有し、前記所定の駆動力源および所定の駆動力源以外の駆動力源ならびに発電機と、前記3つの回転要素とが、別々に動力伝達可能に連結されていることを特徴とするものである。請求項3の発明においても、請求項2の発明と同様の作用が生じる。

【0013】請求項4の発明は、請求項1ないし3のいずれかの構成に加えて、前記所定の駆動力源の出力軸と、所定の駆動力源以外の駆動力源の出力軸とが非同心状に配置されていることを特徴とするものである。

【0014】請求項4の発明によれば、請求項1ないし3の発明と同様の作用が生じる他に、各出力軸の軸線方向において、所定の駆動力源とその他の機構の少なくとも一部同士の配置位置を重ね合わせることができる。

10 【0015】請求項5の発明は、請求項1ないし3のいずれかの構成に加えて、前記所定の駆動力源の出力軸と、所定の駆動力源以外の駆動力源の出力軸とが同心状に配置されていることを特徴とするものである。

【0016】請求項5の発明によれば、請求項1ないし3のいずれかの発明と同様の作用が生じる他に、各出力軸の半径方向において、複数の駆動力源の配置スペースが狭められる。

20 【0017】請求項6の発明は、請求項1ないし5のいずれかの構成に加えて、前記動力伝達状態制御装置が、3つの回転要素同士を半径方向に配置した遊星歯車式変速機構を備えているとともに、この3つの回転要素の回転・停止を制御することにより、前記2つの回転部材の間の動力伝達状態が変更されるものであることを特徴とする。

【0018】請求項6の発明によれば、請求項1ないし5のいずれかの発明と同様の作用が生じる他に、3つの回転要素同士が半径方向に配置されているため、各出力軸の軸線方向における動力伝達状態制御装置の配置スペースが狭められる。

30 【0019】請求項7の発明は、請求項1ないし4の構成に加えて、前記動力伝達状態制御装置が、変速比の異なる複数のギヤ列を有する選択歯車式変速機構を備えているとともに、前記複数のギヤ列のいずれかを動力伝達可能に制御することにより、前記2つの回転部材の間の動力伝達状態が変更されるものであることを特徴とする。

【0020】請求項7の発明によれば、請求項1ないし4のいずれかの発明と同様の作用が生じる他に、ギヤ列の数を増やすことにより、所定の駆動力源から車輪に至る経路の変速比を調整する自由度が増す。

40 【0021】

【発明の実施の形態】つぎに、この発明を図面を参照しながら具体的に説明する。図1は、この発明の一実施例であるFF（フロントエンジンフロントドライブ；エンジン前置き前輪駆動）形式のハイブリッド車の概略的なスケルトン図である。この図1は、請求項1、請求項2、請求項3、請求項5、請求項6に対応する実施例である。図1において、1はエンジンであり、このエンジン1としては内燃機関、具体的にはガソリンエンジンまたはディーゼルエンジンまたはLPGエンジンなどを用いることができる。この実施例においては、便宜上、エ

エンジン1としてガソリンエンジンを用いた場合について説明する。エンジン1は、燃料の燃焼によりクランクシャフト2から動力を出力する装置であって、吸気装置、排気装置、燃料噴射装置、点火装置、冷却装置などを備えた公知のものである。クランクシャフト2は車両の幅方向に、かつ、水平に配置され、クランクシャフト2の後端部にはフライホイール3が形成されている。

【0022】このエンジン1に隣接して中空のケーシング4が設けられており、ケーシング4の内部には、イン  
10 プットシャフト5、第1のモータ・ジェネレータ6、遊星歯車機構7、動力伝達状態制御装置8、第2のモータ・ジェネレータ9が設けられている。イン  
15 プットシャフト5はクランクシャフト2と同心状に、かつ、回転可能に保持されており、イン  
20 プットシャフト5におけるクランクシャフト2側の端部には、クラッチハブ10がスプライン嵌合されている。

【0023】そして、クランクシャフト2とイン  
25 プットシャフト5との動力伝達状態を制御するクラッチ11が設けられている。このクラッチ11は、クラッチハブ10の外周側にダンバ機構12を介して取り付けられたクラ  
30 ッチディスク13と、フライホイール3の外周側に連続された円筒状のクラッチカバー14と、クラッチカバー14内に配置され、かつ、イン  
35 プットシャフト5の軸線方向に動作可能な環状のプレッシャープレート15とを有し、フライホイール3とプレッシャープレート15との間にクラッチディスク13が配置されている。そして、後述するアクチュエータによりプレッシャープレート15の動作を制御することにより、クラッチ11が係合・解放されて、クランクシャフト2とイン  
40 プットシャフト5との間における動力伝達状態が制御される。

【0024】前記第1のモータ・ジェネレータ6は、イン  
45 プットシャフト5の外側において、エンジン1に近い方の位置に配置され、第2のモータ・ジェネレータ9は、イン  
50 プットシャフト5の外側において、第1のモータ・ジェネレータ6よりもエンジン1から遠い位置に配置されている。第1のモータ・ジェネレータ6および第2のモータ・ジェネレータ9は、電力の供給により駆動する電動機としての機能（力行機能）と、機械エネルギーを電気エネルギーに変換する発電機としての機能（回生機能）とを兼ね備えている。第1のモータ・ジェネレータ6および第2のモータ・ジェネレータ9としては、例えば、交流同期型のモータ・ジェネレータを用いることができる。この第1のモータ・ジェネレータ6は、ケー  
55 シング4側に固定されたステータ16と、回転可能に配置されたロータ17とを有している。このロータ17はイン  
60 プットシャフト5の外側に配置されている。また、第2のモータ・ジェネレータ9は、ケーシング4側に固定されたステータ18と、回転可能に配置されたロータ19とを有している。このロータ19はイン  
65 プットシャフト5の外側に配置されている。上記のように、エンジン

1および第1のモータ・ジェネレータ6ならびに第2のモータ・ジェネレータ9が、いずれも同心状に、かつ、軸線方向に配置されている。

【0025】また、前記遊星歯車機構7は、第1のモータ・ジェネレータ6と第2のモータ・ジェネレータ9との間に設けられており、この遊星歯車機構7は、いわゆるシングルピニオン形式の構造を備えており、この遊星歯車機構7は、サンギヤ20と、サンギヤ20と同心状に配置され、かつ、コネクティングドラム24に取り付けられたリングギヤ21と、サンギヤ20およびリングギヤ21に噛合するピニオンギヤ22を保持したキャリア23とを有している。そして、サンギヤ20と第1のモータ・ジェネレータ6のロータ17とが中空シャフト5Aを介して連結され、キャリア23とイン  
70 プットシャフト5とが連結されている。中空シャフト5Aはイン  
75 プットシャフト5の外側に配置されており、イン  
80 プットシャフト6と中空シャフト5Aとが相対回転可能に構成されている。なお、コネクティングドラム24において、第1のモータ・ジェネレータ6側の端部にはドライブスプロケット25が形成されている。さらに、コネクティングドラム24において、第2のモータ・ジェネレータ9側の端部にはギヤ26が形成されている。

【0026】前記イン  
85 プットシャフト5の外周側には中空シャフト27が取り付けられており、イン  
90 プットシャフト5と中空シャフト27とが相対回転可能に構成されている。そして、第2のモータ・ジェネレータ9のロータ19が中空シャフト27に連結されている。前記動力伝達状態制御装置8は、遊星歯車機構7と第2のモータ・ジェネレータ9との間に配置されており、この動力伝達状態制御装置8は、いわゆるシングルピニオン形式の遊星歯車式変速機構8Aと切り換え機構33とを有している。この遊星歯車式変速機構8Aは、サンギヤ28と、サンギヤ28と同心状に配置され、かつ、ケー  
95 シング4側に固定されたリングギヤ29と、サンギヤ28およびリングギヤ29に噛合するピニオンギヤ30を保持したキャリア31とを有している。なお、キャリア31における遊星歯車機構7側の端部には、インナーギヤ35が形成されている。そして、サンギヤ28は中空シャフト27に連結されている。中空シャフト27における遊星歯車機構7と動力伝達状態制御装置8との間には、ギヤ32が形成されている。

【0027】さらに、前記切り換え機構33は、遊星歯車機構7と遊星歯車式変速機構8Aとの間に設けられて  
100 いる。この切り換え機構33は、公知の同期噛み合い機構などにより構成されており、イン  
105 プットシャフト5の軸線方向に動作可能なハブスリーブ34を有している。このハブスリーブ34は、後述するアクチュエータによりその動作が制御されるものであり、ハブスリーブ34の内歯（図示せず）とギヤ26とが常時係合されてい  
110 る。そして、ハブスリーブ34の動作により、ハブスリ

ープ34とギヤ32またはインナーギヤ35とが選択的に係合される。

【0028】前記ケーシング4の内部には、インプットシャフト5と平行なカウンタードライブシャフト36およびカウンタードライブシャフト37が設けられている。カウンタードライブシャフト36には、ドリブンスプロケット38およびカウンタードライブギヤ39が形成されている。そして、前記ドライブスプロケット25およびドリブンスプロケット38にはチェーン40が巻き掛けられている。カウンタードライブシャフト37には、カウンタードライブギヤ41およびファイナルドライブピニオンギヤ42が形成されている。そして、カウンタードライブギヤ41とカウンタードライブギヤ39とが噛合されている。

【0029】さらに、ケーシング4の内部にはデファレンシャル43が設けられており、デファレンシャル43は、デフケース44の外周側に形成されたファイナルリングギヤ45と、デフケース44に対してピニオンシャフト46を介して取り付けられた連結された複数のピニオンギヤ47と、複数のピニオンギヤ47に噛合されたサイドギヤ48と、サイドギヤ48に連結されたフロントドライブシャフト49とを有している。フロントドライブシャフト49には前輪49Aが連結されている。上記の構成により、前輪49Aとリングギヤ21とが、デファレンシャル43、カウンタードライブシャフト37、カウンタードライブシャフト36、チェーン40、ドライブスプロケット25などを介して動力伝達可能に連結されている。

【0030】図2は、ハイブリッド車の制御システムを示すブロック図である。まず、車両全体を制御するハイブリッド用電子制御装置50が設けられており、このハイブリッド用電子制御装置50は、演算処理装置(CPUまたはMPU)および記憶装置(RAMおよびROM)ならびに入出力インターフェースを主体とするマイクロコンピュータにより構成されている。以下、各種の電子制御装置が設けられているが、その構成はほぼ同じである。このハイブリッド用電子制御装置50に対して、イグニッションスイッチ51の信号、エンジン回転数センサ52の信号、ブレーキスイッチ53の信号、車速センサ54の信号、アクセル開度センサ55の信号、シフトポジションセンサ56の信号などが入力されている。

【0031】ハイブリッド用電子制御装置50には、エンジン用電子制御装置57が相互に信号通信可能に接続されている。このエンジン用電子制御装置57から、エンジン1の吸気装置に設けられた電子スロットルバルブ58を制御する信号、燃料噴射装置59を制御する信号、点火装置60を制御する信号などが出力される。

【0032】また、ハイブリッド用電子制御装置50には、モータ・ジェネレータ用電子制御装置61が相互に信号通信可能に接続されている。モータ・ジェネレータ

用電子制御装置61にはインバータ62が接続されており、インバータ62には蓄電装置63が接続されている。蓄電装置63としては、例えば、バッテリーまたはキャパシタなどを用いることができる。

【0033】そして、インバータ62には、第1のモータ・ジェネレータ6および第2のモータ・ジェネレータ9が接続されている。そして、蓄電装置63の電力により第1のモータ・ジェネレータ6および第2のモータ・ジェネレータ9を駆動することができる。さらに、第1のモータ・ジェネレータ6または第2のモータ・ジェネレータ9を発電機として機能させた場合に、その電力をインバータ62を経由して蓄電装置63に充電することができる。

【0034】さらに、ハイブリッド用電子制御装置50には蓄電装置用電子制御装置64が信号通信可能に接続され、蓄電装置63の充電状態を示す信号が、蓄電装置用電子制御装置64に入力される。さらにまた、ハイブリッド用電子制御装置50の制御信号がアクチュエータ65に入力され、アクチュエータ65によりクラッチ11が制御される。またハイブリッド用電子制御装置50の制御信号が他のアクチュエータ66に入力され、アクチュエータ66により切り換え機構33が制御される。アクチュエータ66としては、例えば、油圧により切り換え機構33を動作させるシステム、電磁力により切り換え機構33を動作させるシステム、空気圧により切り換え機構33を動作させるシステムを用いることができる。

【0035】ここで、図1に示す実施例の構成と、この発明の構成との対応関係について説明すれば、第2のモータ・ジェネレータ9がこの発明の所定の駆動力源に相当し、エンジン1が所定の駆動力源以外の駆動力源に相当し、動力伝達状態制御装置8がこの発明の動力伝達状態制御装置に相当し、遊星歯車機構7がこの発明の合成分配機構に相当し、サンギヤ20およびリングギヤ21ならびにキャリア23が、この発明の合成分配機構の3つの回転要素に相当し、サンギヤ28およびリングギヤ29ならびにキャリア31が、この発明の遊星歯車式変速機構の3つの回転要素に相当し、第1のモータ・ジェネレータ6がこの発明の発電機に相当し、クランクシャフト2および中空シャフト27がこの発明の駆動力源の出力軸に相当し、中空シャフト27およびギヤ26がこの発明の2つの回転部材に相当し、前輪49Aがこの発明の車輪に相当する。

【0036】図1および図2の実施例においては、車速およびアクセル開度などの条件に基づいて、前輪に伝達すべき要求トルクが算出され、その算出結果に基づいて、エンジン1、クラッチ11、第1のモータ・ジェネレータ6、第2のモータ・ジェネレータ9、動力伝達状態制御装置8が制御され、エンジン1または第2のモータ・ジェネレータ9の少なくとも一方の動力(言い換え

ればトルク)を前輪49Aに伝達することができる。

【0037】まず、エンジン1から出力されるトルクを前輪49Aに伝達する場合は、クラッチ11が係合される。すると、クランクシャフト2のトルクがインプットシャフト5を介してキャリア23に伝達される。キャリア23に伝達されたトルクは、コネクティングドラム24、ドライブスプロケット25、チェーン40、カウンタドライブシャフト36、カウンタドリブンシャフト37、デファレンシャル43を介してを介して前輪49Aに伝達され、駆動力が発生する。また、エンジン1のトルクをキャリア23に伝達する際に、第1のモータ・ジェネレータ6を発電機として機能させ、発生した電力を蓄電装置63に充電できる。

【0038】さらに、第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させ、そのトルクを前輪49Aに伝達する場合は、車速およびアクセル開度ならびに要求トルクなどに基づいて、動力伝達状態制御装置8が制御される。まず、車両の発進などのように、要求トルクが比較的大きい場合は、切り換え機構33のハブスリーブ34が、図1の上側に示す位置に制御され、インナーギヤ35とギヤ26とがハブスリーブ34により連結される。インナーギヤ35とギヤ26とがハブスリーブ34により連結された状態を、ロー状態と呼ぶ。すると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、中空シャフト27、サンギヤ28を介してピニオンギヤ30に伝達されるとともに、リングギヤ29が反力要素となってキャリア31が回転し、そのトルクがハブスリーブ34、ギヤ26を介してコネクティングドラム21に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、コネクティングドラム21に伝達される。

【0039】これに対して、要求トルクが低下し、かつ、車速が上昇した際に、前記動力伝達状態制御装置34がロー状態に制御されていると、第2のモータ・ジェネレータ9が高速回転することになる。そこで、このような場合は、同期噛み合い機構33のハブスリーブ34が、図1の下側に示す位置に制御され、ギヤ32とギヤ26とがハブスリーブ34により連結される。ギヤ32とギヤ26とがハブスリーブ34により連結された状態を、ハイ状態と呼ぶ。すると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、中空シャフト27、ギヤ32、ハブスリーブ34、ギヤ26を介してコネクティングドラム24に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、そのままの回転速度でコネクティングドラム24に伝達される。

【0040】さらにまた、エンジン1のトルクと第2のモータ・ジェネレータ9のトルクとを、遊星歯車機構7により合成して前輪49Aに伝達することができる。また、動力伝達状態制御装置8を、ロー状態もしくはハイ状態の2段階で選択的に制御することにより、第2のモ

ータ・ジェネレータ9から遊星歯車機構7に入力されるトルクを増減することができる。なお、車両の減速時、言い換えれば、惰力走行時において、前輪49Aからデファレンシャル43、カウンタドリブンシャフト37、カウンタドライブギヤ36、遊星歯車機構7に入力される動力(運動エネルギー)を、第2のモータ・ジェネレータ9に伝達するとともに、第2のモータ・ジェネレータ9を発電機として機能させ、発生する電力を蓄電装置63に充電する制御、いわゆる回生制動制御をおこなうこともできる。

【0041】そして、図1の実施例においては、動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されている。言い換えれば、エンジン1の動力を、動力伝達状態制御装置8を経由させることなく、前輪49Aに伝達することができる。このため、動力伝達状態制御装置8をロー状態とハイ状態とに切り換えることにより、中空シャフト46とギヤ26との間の変速比および動力の伝達経路を変更する場合に、その変更途中で、第2のモータ・ジェネレータ9の動力が前輪49Aに伝達されない状態が過渡的に生じたとしても、エンジントルクを前輪49Aに伝達することができる。したがって、車両の駆動力の低下を抑制することができ、運転者が違和感を持つことを回避できるとともに、車両の走行性能の低下を抑制することができる。

【0042】なお、動力伝達状態制御装置8をロー状態とハイ状態とで相互に切り換え制御する場合に、前輪49Aに伝達されるトルクの不足分を補うように、エンジン出力を増加する制御をおこなうこともできる。例えば、吸入空気量、燃料噴射量、点火時期のうち、少なくとも一つを制御することにより、エンジン出力を増加することができる。

【0043】また、図1の実施例においては、要求トルクに応じて動力伝達状態制御装置8の変速比を2段階に制御することができるため、車速が上昇した場合でも、第2のモータ・ジェネレータ9を高速回転化する必要がない。したがって、動力伝達状態制御装置8の減速比に対応して、第2のモータ・ジェネレータ9の定格などの特性を高めるような設計が不要となり、第2のモータ・ジェネレータ9の製造コストの上昇を抑制し、かつ、第2のモータ・ジェネレータ9の質量が増加することを抑制できる。

【0044】また、図1の実施例においては、車速が上昇した場合でも、第2のモータ・ジェネレータ9を高速回転化することを抑制できる。したがって、第2のモータ・ジェネレータ9の回転要素のフリクションを低減することができ、かつ、回転要素に必要な強度の上昇を図る必要もなく、さらには、回転要素を保持する軸受などの潤滑および冷却性能を高める必要もない。なお、図1の実施例においては、動力伝達状態制御装置8が、エン



ジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に設けられており、要求トルクの増加に対応するために、第2のモータ・ジェネレータ9の体格をそのままにして、デファレンシャル43の減速比を調整する構成を採用していない。したがって、デファレンシャル43の減速比を調整する構成を採用する場合のように、第2のモータ・ジェネレータ9が高回転化することを未然に回避できる。

【0045】また、図1の実施例においては、切り換え機構33のハブスリーブ34の動作を、軸線方向の2つの停止位置に制御することにより、変速がおこなわれるように構成されているため、図2に示すアクチュエータ66として、油圧により切り換え機構33を動作させるシステムではなく、ハブスリーブ34の2つの停止位置を確実に設定するシステム、例えば、電磁力を用いたシステム、または空気圧を用いたシステムを用いることもできる。このように構成すれば、油圧システムを用いた場合のような引き摺りが発生することなく、車両停止中に駆動力源に代わり、オイルポンプを駆動するための電動機等を設ける必要もない。

【0046】さらに、図1の実施例においては、クランクシャフト2と中空シャフト27とが同心状に配置されているため、クランクシャフト2および中空シャフト27の半径方向において、エンジン1および第2のモータ・ジェネレータ9の配置スペースが抑制され、車載性が向上する。さらにまた、図1の実施例においては、動力伝達状態制御装置8が、サンギヤ28およびリングギヤ29ならびにキャリア31を相互に半径方向に配置した遊星歯車式変速機構8Aを備えているため、中空シャフト27の軸線方向における動力伝達状態制御装置8の配置スペースが狭められ、車載性が向上する。

【0047】図3は、他の実施例を示すスケルトン図であり、この図3は、請求項1、請求項2、請求項3、請求項5、請求項6に対応する実施例である。この図3の実施例と図1の実施例とを比較すると、動力伝達状態制御装置8の構成が異なる。図3の実施例においては、動力伝達状態制御装置8側のキャリア31と、遊星歯車機構7側のコネクティングドラム24とが連結されている。また、動力伝達状態制御装置8は、キャリア31と中空シャフト27とを選択的に係合・解放するクラッチ67を有している。さらに、遊星歯車式変速機構8Aのリングギヤ29はインプットシャフト5の外側に回転・停止自在に配置され、リングギヤ29の回転・停止を制御するブレーキ68が設けられている。

【0048】なお、図3の実施例において、図1の実施例と同様の構成については、図1の実施例と同じ符号を付してその説明を省略する。さらに、図3の実施例に対しても、図2の制御システムを適用することができる。ここで、図3の実施例の構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、中空シャフト27およびコネクティ

グドラム24がこの発明の2つの回転部材に相当する。図3のその他の構成と、この発明の構成との対応関係は、図1の構成と、この発明の構成との対応関係と同様である。

【0049】つぎに、図3の実施例の作用を説明する。図3の実施例においても、車速およびアクセル開度などの条件に基づいて、前輪に伝達するべき要求トルクが算出され、その算出結果に基づいて、エンジン1、クラッチ11、第1のモータ・ジェネレータ6、第2のモータ・ジェネレータ9、動力伝達状態制御装置8が制御される。エンジン1から出力されるトルクを前輪49Aに伝達する場合のクラッチ11の制御および動力の伝達経路は、図1の実施例と同様である。

【0050】さらに、図3の実施例においても、第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させ、そのトルクを合成分割機構7を経由させて前輪49Aに伝達することができる。第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させる場合は、車速およびアクセル開度ならびに要求トルクなどに基づいて、動力伝達状態制御装置8が制御される。まず、要求トルクが比較的大きい場合は、ブレーキ68が係合され、かつ、クラッチ67が解放される。

【0051】すると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、中空シャフト27、サンギヤ28を介してビニオンギヤ30に伝達されるとともに、リングギヤ29が反力要素となってキャリア31が回転し、そのトルクがコネクティングドラム24に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、コネクティングドラム24に伝達される。このように、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、コネクティングドラム24に伝達される状態を、ロー状態と呼ぶ。

【0052】これに対して、要求トルクが低下し、かつ、車速が上昇した際に、動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御されていると、第2のモータ・ジェネレータ9が高速回転することになる。そこで、このような場合はブレーキ68が解放され、かつ、クラッチ67が係合される。すると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、中空シャフト27、キャリア31を介してコネクティングドラム24に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、そのままの回転速度でコネクティングドラム24に伝達される状態をハイ状態と呼ぶ。

【0053】上記のように、図3の実施例においても、エンジン1のトルクと第2のモータ・ジェネレータ9のトルクとを、遊星歯車機構7により合成して前輪49Aに伝達することができる。また、動力伝達状態制御装置8を、ロー状態もしくはハイ状態の2段階で選択的に制御することにより、第2のモータ・ジェネレータ9から

遊星歯車機構7に入力されるトルクを増減することができる。

【0054】そして、図3の実施例においても、第2のモータ・ジェネレータ9の動力を前輪49Aに伝達するにあたり、中空シャフト27とコネクティングドラム24との間の変速比および動力伝達経路を変更する動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されている。このため、図3の実施例においても、図1の実施例と同様の効果を得られる。なお、図3の実施例において、図1の実施例の構成と同じ構成部分については、図1の実施例と同様の作用効果を得られる。

【0055】図4は、他の実施例を示すスケルトン図であり、この図4は、請求項1、請求項2、請求項3、請求項4、請求項6に対応する実施例である。図4の実施例においては、インプットシャフト5の軸線方向において、クラッチ11と第1のモータ・ジェネレータ6との間に、遊星歯車機構7が配置されている。

【0056】また、エンジン1のクランクシャフト2と、第2のモータ・ジェネレータ9のシャフト69とが非同心状に配置されている。このため、第2のモータ・ジェネレータ9と第1のモータ・ジェネレータ6とを、その軸線方向における配置スペースの少なくとも一部を重ね合わせることができる。そして、第2のモータ・ジェネレータ9のロータ19がシャフト69の外周に連結されており、シャフト69は車両の幅方向に、かつ水平に配置されている。

【0057】また、動力伝達状態制御装置8がシャフト69の周囲に配置されており、動力伝達状態制御装置8のサンギヤ28はシャフト69の外周に連結されている。さらにシャフト69にはギヤ70が形成されている。一方、シャフト69と同心状に別のシャフト71が配置されており、シャフト71にはギヤ72、73が形成されている。これら、ギヤ50、70、72およびハブスリーブ34などの構成により切り換え機構33が構成されている。そして、ハブスリーブ34をシャフト69、70の軸線方向に動作させることにより、ギヤ72とインナーギヤ35またはギヤ70とが、ハブスリーブ34により選択的に連結される。

【0058】さらにまた、図4の実施例においては、遊星歯車機構7の一部を構成するコネクティングドラム24に、カウンタドライブギヤ76が形成されている。また、前記インプットシャフト5と平行なカウンタドリブンシャフト77が設けられている。このカウンタドリブンシャフト77には、カウンタドリブンギヤ78およびファイナルドライブビニオンギヤ79ならびにギヤ74が形成されている。そして、カウンタドライブギヤ76とカウンタドリブンギヤ78とが噛合されているとともに、前記ギヤ73とギヤ74とが噛合されている。さらに、ファイナルドライブビニオンギヤ79とファイナル

リングギヤ45とが直接噛合されている。

【0059】なお、図4の実施例において、図1の実施例と同様の構成については、図1の実施例と同じ符号を付してその説明を省略する。さらに、図4の実施例に対しても、図2の制御システムを適用することができる。ここで、図4に示す構成とこの発明の構成との対応関係を説明すれば、シャフト69がこの発明の所定の駆動力源の出力軸に相当し、シャフト69およびシャフト71がこの発明の2つの回転部材に相当し、遊星歯車機構7、カウンタドライブギヤ76、カウンタドリブンギヤ78、カウンタドリブンシャフト77などにより、この発明の合成分配機構90が構成されている。なお、図4のその他の構成と、この発明の構成との対応関係は、図1の構成とこの発明の構成との対応関係と同様である。

【0060】つぎに、図4の実施例の作用を説明する。図4の実施例においても、車速およびアクセル開度などの条件に基づいて、前輪49Aに伝達するべき要求トルクが算出され、その算出結果に基づいて、エンジン1、クラッチ11、第1のモータ・ジェネレータ6、第2のモータ・ジェネレータ9、動力伝達状態制御装置8が制御され、エンジン1または第2のモータ・ジェネレータ9の少なくとも一方のトルクを、車輪49Aに伝達することができる。

【0061】まず、エンジン1から出力されたトルクが遊星歯車機構7のカウンタドライブギヤ76に伝達されると、このトルクは、カウンタドリブンギヤ78、ファイナルドライブビニオンギヤ79、デファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達される。

【0062】また、第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させ、そのトルクを前輪49Aに伝達することができる。まず、車両の発進などのように、要求トルクが比較的大きい場合について説明する。この場合は、切り換え機構33のハブスリーブ34が、図4の上側に示す位置に制御され、インナーギヤ35とギヤ72とがハブスリーブ34により連結される。インナーギヤ35とギヤ72とがハブスリーブ34により連結される状態を、ロー状態と呼ぶ。

【0063】動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御されると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、サンギヤ28を介してビニオンギヤ30に伝達されるとともに、リングギヤ29が反力要素となってキャリア31が回転し、そのトルクがハブスリーブ34、ギヤ72を介してシャフト71に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、その動力がシャフト71に伝達される。シャフト71のトルクは、ギヤ73およびギヤ74を経由してカウンタドリブンシャフト77に伝達され、カウンタドリブンシャフト77のトルクはデファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達される。

【0064】つぎに、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクを車輪49Aに伝達するにあたり、要求トルクが低下し、かつ、車速が上昇した場合について説明する。この場合は、動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御されていると、第2のモータ・ジェネレータ9が高速回転することになる。そこで、このような場合は、切り換え機構33のハブスリーブ34が、図4の下側に示す位置に制御され、ギヤ70とギヤ72とがハブスリーブ34により連結される。ギヤ70とギヤ72とがハブスリーブ34により連結された状態を、ハイ状態と呼ぶ。動力伝達状態制御装置8がハイ状態に制御されると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、ギヤ70、ハブスリーブ34、ギヤ72を介してシャフト71に伝達される。

【0065】このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、そのままの回転速度でシャフト71に伝達される。なお、シャフト71に伝達されたトルクは、前述と同様の経路を介して前輪49Aに伝達される。そして、動力伝達状態制御装置8を、ロー状態もしくはハイ状態の2段階で選択的に制御することにより、第2のモータ・ジェネレータ9からカウンタドリブンシャフト77に伝達されるトルクを増減することができる。

【0066】さらにまた、エンジン1から出力された動力、および第2のモータ・ジェネレータ9から出力された動力を、遊星歯車機構7、より具体的には、カウンタドリブンシャフト77で合成するとともに、合成された動力をデファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達することもできる。

【0067】そして、図4の実施例においても、第2のモータ・ジェネレータ9の動力を前輪49Aに伝達するにあたり、シャフト69とシャフト79との間における変速比および動力の伝達経路を変更する動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されている。したがって、図4の実施例においても、図1の実施例と同様の効果を得られる。また、図4の実施例においては、第2のモータ・ジェネレータ9と、その他の機構、例えば、第1のモータ・ジェネレータ6または遊星歯車機構7の少なくとも一方とを、その軸線方向における配置スペースの少なくとも一部を重ならせることができる。その結果、軸線方向における各機構の配置スペースを狭めることができ、車載性が向上する。

【0068】なお、軸線方向において、第2のモータ・ジェネレータ9の配置スペースと、その他の機構の配置スペースとの全部を異なる状態に設定すれば、第1のモータ・ジェネレータ6およびその他の機構の半径方向の体格を、相互に接触することなく任意に設定できるといふ他の効果もある。さらに、図4の実施例において、図1の実施例と同様の構成部分については、図1の実施例

と同様の作用効果を得られる。

【0069】図5は、他の実施例を示すスケルトン図であり、図5は、請求項1、請求項2、請求項3、請求項4、請求項6に対応する実施例である。この図5の実施例と図4の実施例とを比較すると、動力伝達状態制御装置8の構成が異なる。すなわち、図5の実施例においては、動力伝達状態制御装置8が、図3の実施例と同様の遊星歯車式変速機構8Aを有しており、遊星歯車式変速機構8Aのサンギヤ28がシャフト69に連結され、遊星歯車式変速機構8Aのキャリア31とシャフト69とのトルク伝達状態を制御するクラッチ67が設けられている。さらに、遊星歯車式変速機構8Aのキャリア31とシャフト71とが連結されている。なお、図5の実施例のその他の構成において、図1の実施例、図3の実施例、図4の実施例と同様の構成については、図1および図3ならびに図4の実施例と同じ符号を付してその説明を省略する。また、図5の実施例に対しても、図2の制御回路を適用することができる。ここで、図5の実施例の構成とこの発明の構成との対応関係を説明する。図5において、図1、図3、図4の実施例と同様の構成部分は、図1、図3、図4の実施例の構成とこの発明の構成との対応関係と同様である。

【0070】つぎに、図5の実施例の動作を説明する。図5の実施例においても、車速およびアクセル開度などの条件に基づいて、前輪49Aに伝達すべき要求トルクが算出され、その算出結果に基づいて、エンジン1、クラッチ11、第1のモータ・ジェネレータ6、第2のモータ・ジェネレータ9、動力伝達状態制御装置8が制御され、エンジン1または第2のモータ・ジェネレータ9の少なくとも一方のトルクを、車輪49Aに伝達することができる。

【0071】まず、エンジン1から出力されたトルクが遊星歯車機構7のカウンタドライブギヤ76に伝達されると、このトルクは、カウンタドリブンギヤ78、ファイナルドライブピニオンギヤ79、デファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達される。

【0072】また、第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させ、そのトルクを前輪49Aに伝達することができる。まず、車両の発進などのように、要求トルクが比較的大きい場合は、ブレーキが68に係合され、かつ、クラッチ67が解放される。すると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、サンギヤ28を介してピニオンギヤ30に伝達されるとともに、リングギヤ29が反力要素となってキャリア31およびシャフト71が一体回転する。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、そのトルクがシャフト71に伝達される。このように、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、そのトルクがシャフト71に伝達される

状態を、ロー状態と呼ぶ。

【0073】これに対して、要求トルクが低下し、かつ、車速が上昇した際に、動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御されていると、第2のモータ・ジェネレータ9が高速回転することになる。そこで、このような場合は、ブレーキ68が解放され、かつ、クラッチ67が係合されて、シャフト69とシャフト71とが直結状態となる。そして、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、キャリア31を介してシャフト71に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が変化することなく、そのトルクがシャフト71に伝達される状態をハイ状態と呼ぶ。なお、動力伝達状態制御装置8がロー状態またはハイ状態のいずれに制御された場合でも、シャフト71のトルクが前輪49Aに伝達される経路は、図4の実施例と同様である。

【0074】さらにまた、エンジン1から出力された動力および第2のモータ・ジェネレータ9から出力された動力をカウンタドリブンシャフト77で合成するとともに、合成された動力をデファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達することもできる。

【0075】そして、図5の実施例においても、第2のモータ・ジェネレータ9の動力を前輪49Aに伝達するにあたり、シャフト69とシャフト71との変速比および動力の伝達経路を変更する動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されている。したがって、図5の実施例においても、図1の実施例と同様の効果を得られる。なお、図5において、図1および図3ならびに図4と同様の構成部分においては、図1および図3ならびに図4の実施例と同様の作用効果を得られる。

【0076】図6は、他の実施例を示すスケルトン図であり、図6は、請求項1、請求項2、請求項3、請求項4、請求項7に対応する実施例である。この図6の実施例の構成は、図4の実施例の構成とほぼ同様であり、図6と図4とを比較すると、動力伝達状態制御装置8の構成が異なる。以下、図6の実施例の動力伝達状態制御装置8の構成を説明する。

【0077】まず、シャフト69にはギヤ80が形成されており、シャフト69の外周におけるギヤ80の両側には、中空シャフト81、82が取り付けられている。中空シャフト81、82とシャフト69とは相対回転可能に構成されており、一方の中空シャフト81には、ハイ用ドライブギヤ83とギヤ84とが形成されている。また、他方の中空シャフト81には、ロー用ドライブギヤ85とギヤ86とが形成されている。また、切り換え機構33が設けられており、切り換え機構33はシャフト69の軸線方向に動作するハブスリーブ34を有している。このハブスリーブ34の動作により、ギヤ80とギヤ84またはギヤ86とが選択的に連結される。

【0078】一方、カウンタドリブンシャフト77には、図4の実施例と同様にカウンタドリブンギヤ78およびファイナルドライブビニオンギヤ79が形成されている他に、ハイ用ドリブンギヤ87およびロー用ドリブンギヤ88が形成されている。そして、ハイ用ドライブギヤ83とハイ用ドリブンギヤ87とが噛合され、ロー用ドライブギヤ85とロー用ドリブンギヤ88とが噛合されている。ここで、ハイ用ドライブギヤ83とハイ用ドリブンギヤ87との変速比よりも、ロー用ドライブギヤ85とロー用ドリブンギヤ88との変速比の方が大きく設定されている。なお、図6の実施例のその他の構成は、図1および図4の実施例と同様であるため、図6においても図1および図4と同様の符号を付してその説明を省略する。

【0079】ここで、図6の実施例の構成とこの発明の構成との対応関係を説明すれば、ハイ用ドライブギヤ83およびハイ用ドリブンギヤ87と、ロー用ドライブギヤ85およびロー用ドリブンギヤ88とが、この発明の複数のギヤ列に相当し、ギヤ80、ハイ用ドライブギヤ83、ハイ用ドリブンギヤ87、ロー用ドライブギヤ85、ロー用ドリブンギヤ88、切り換え機構33などにより、この発明の選択歯車式変速機構91が構成され、シャフト69およびカウンタドリブンシャフト77がこの発明の2つの回転部材に相当する。なお、図6において、図1および図4と同様の構成部分と、この発明の構成との対応関係は、図1および図4の構成と、この発明の構成との対応関係と同様である。

【0080】つぎに、図6の実施例の作用を説明する。図6の実施例においても、車速およびアクセル開度などの条件に基づいて、前輪49Aに伝達すべき要求トルクが算出され、その算出結果に基づいて、エンジン1、クラッチ11、第1のモータ・ジェネレータ6、第2のモータ・ジェネレータ9、動力伝達状態制御装置8が制御され、エンジン1または第2のモータ・ジェネレータ9の少なくとも一方のトルクを、車輪49Aに伝達することができる。まず、エンジン1から出力されたトルクが前輪49Aに伝達される経路は、図4の実施例と同様である。

【0081】また、第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させ、そのトルクを前輪49Aに伝達する場合の作用および動力の伝達経路を説明する。まず、車両の発進などのように、要求トルクが比較的大きい場合について説明する。この場合は、切り換え機構33のハブスリーブ34が、図6の下側に示す位置に制御され、ギヤ80とギヤ86とがハブスリーブ34により連結される。ギヤ80とギヤ86とがハブスリーブ34により連結される状態を、ロー状態と呼ぶ。動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御されると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、ギヤ80、86、中空シャフト82を介してロー用ドライブギヤ8

5に伝達される。そして、ロー用ドライブギヤ85のトルクが、ロー用ドリブンギヤ88およびカウンタドリブンシャフト77に伝達される際に、その回転速度が減速され、かつ、トルクが増幅される。

【0082】つぎに、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクを車輪49Aに伝達するにあたり、要求トルクが低下し、かつ、車速が上昇した場合について説明する。この場合は、動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御されていると、第2のモータ・ジェネレータ9が高速回転することになる。そこで、このような場合は、切り換え機構33のハブスリーブ34が、図6の上側に示す位置に制御され、ギヤ80とギヤ84とがハブスリーブ34により連結される。ギヤ80とギヤ84とがハブスリーブ34により連結された状態を、ハイ状態と呼ぶ。動力伝達状態制御装置8がハイ状態に制御されると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、ギヤ80、84、中空シャフト82を介してハイ用ドライブギヤ83に伝達される。そして、ハイ用ドライブギヤ83のトルクが、ハイ用ドリブンギヤ87およびカウンタドリブンシャフト77に伝達される際に、その回転速度が増速され、かつ、トルクが減少する。

【0083】なお、動力伝達状態制御装置8をロー状態またはハイ状態のいずれに制御した場合においても、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクが、カウンタドリブンシャフト77を経由して前輪49Aに伝達される場合における動力伝達経路は、図4の実施例と同様である。

【0084】さらにまた、エンジン1から出力された動力、および第2のモータ・ジェネレータ9から出力された動力を、遊星歯車機構7、より具体的には、カウンタドリブンシャフト77で合成するとともに、合成された動力をデファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達することもできる。

【0085】そして、図6の実施例においても、第2のモータ・ジェネレータ9の動力を前輪49Aに伝達するにあたり、シャフト69とカウンタドリブンシャフト77との間の変速比および動力の伝達経路を変更する動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されている。したがって、図5の実施例においても、図1の実施例と同様の効果をえられる。また、図6の実施例においては、動力伝達状態制御装置8として選択歯車式変速機構91を用いているため、そのギヤ列の数を増やすことにより、動力伝達状態制御装置8の変速比の変更自由度が増す。なお、図6の実施例のその他の作用効果は、図1および図4の実施例の作用効果と同じである。

【0086】このように、各実施例において、動力伝達状態制御装置8は、所定の動作部材（具体的にはクラッチ67やブレーキ68などの摩擦係合装置、またはハブスリーブ34など）が動作することにより、2つの回転

部材同士の間で、異なる変速比同士、および異なる動力伝達経路同士の切り換えおよび設定をおこなうように構成されている。このため、上記動作部材の動作中において、2つの回転部材同士の間で動力が伝達されない状態もしくは動力伝達効率が低下する状態が過渡的に生じて、車両の駆動力が低下する可能性があるが、各実施例においては、動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されているため、車両の駆動力の低下を抑制できるのである。

【0087】また、上記の各実施例においては、動力伝達状態制御装置8として、遊星歯車式変速機構または選択歯車式変速機構を用いており、その変速比が不連続的に2段階に切り換えられるように構成されているが、選択歯車式変速機構を用いた場合には、そのギヤ列の数を増加することにより、3段階以上に変速比を切り換えることもできる。さらに、動力伝達状態制御装置8として、2つの回転部材同士の間の変速比を無段階（連続的）に変更することのできる無段変速機を用いることもできる。この無段変速機としては、公知のベルト式無段変速機および公知のトロイダル型無段変速機が挙げられる。

【0088】さらにまた、各実施例においては、エンジン1の出力軸および第2のモータ・ジェネレータ9の出力軸とが、車両の幅方向に配置されている車両について説明したが、エンジン1の出力軸および第2のモータ・ジェネレータ9の出力軸とが、車両の前後方向に配置されている車両に対しても、この発明を適用することができる。すなわち、F・R車（フロントエンジン・リヤドライブ車；エンジン前置後輪駆動車）または四輪駆動車に対しても、この発明を適用することができる。さらにまた、R・R車（リヤエンジン・リヤドライブ車；エンジンが後部搭載方式で後輪駆動車）に対しても、この発明を適用することもできる。このように、この発明をF・R車、R・R車、四輪駆動車などに用いた場合は、後輪もこの発明の車輪に含まれる。

【0089】また、この発明は、3つ以上の駆動力源を有するハイブリッド車に対して適用することもできる。また、ハイブリッド車に搭載する駆動力源としては、動力の発生形態の異なる複数種類の駆動力源、または動力の発生形態が同じ複数の駆動力源が挙げられる。また、この発明において、複数の駆動力源としては、エンジンとモータ・ジェネレータとの組合せの他に、エンジンとフライホイールシステムとの組合せ、電動機とフライホイールシステムとの組合せ、ガスタービンとフライホイールシステムとの組合せ、エンジンと燃料電池システムとの組合せなどを採用することもできる。

【0090】

【発明の効果】以上説明したように請求項1の発明によれば、所定の駆動力源から出力された動力を動力伝達状

態制御装置を介して車輪に伝達する場合に、2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する場合でも、所定の駆動力源以外の駆動力源の動力を車輪に伝達することができる。したがって、車両の駆動力の低下および車両の走行性能の低下を抑制することができるとともに、運転者が違和感を持つことを回避できる。また、請求項2の発明においても、請求項1の発明と同様の効果を得られる。さらに、請求項3の発明においても、請求項2の発明と同様の効果を得られる。

【0091】請求項4の発明によれば、請求項1ないし3の発明と同様の効果を得られる他に、各出力軸の軸線方向において、所定の駆動力源と他の機構との少なくとも一部同士の設定位置を重ならせることができる。したがって、各出力軸の軸線方向における各機構の配置スペースが狭められ、車載性が向上する。

【0092】請求項5の発明によれば、請求項1ないし3のいずれかの発明と同様の効果を得られる他に、各出力軸の半径方向において、複数の駆動力源の配置スペースが狭められ、車載性が向上する。

【0093】請求項6の発明によれば、請求項1ないし5のいずれかの発明と同様の効果を得られる他に、各出力軸の軸線方向における動力伝達状態制御装置の配置スペースが狭められ、車載性が一層向上する。

【0094】請求項7の発明によれば、請求項1ないし4のいずれかの発明と同様の効果を得られる他に、ギヤ列の数を増やすことにより、所定の駆動力源から車輪に至る経路の変速比を調整する自由度が増し、車両の駆動\*

\*力を制御するための選択肢が増加して走行性能が向上する。

【図面の簡単な説明】

【図1】 この発明のハイブリッド車の一例を示すスケルトン図である。

【図2】 この発明のハイブリッド車に適用される制御回路の一例を示すブロック図である。

【図3】 この発明のハイブリッド車の一例を示すスケルトン図である。

【図4】 この発明のハイブリッド車の一例を示すスケルトン図である。

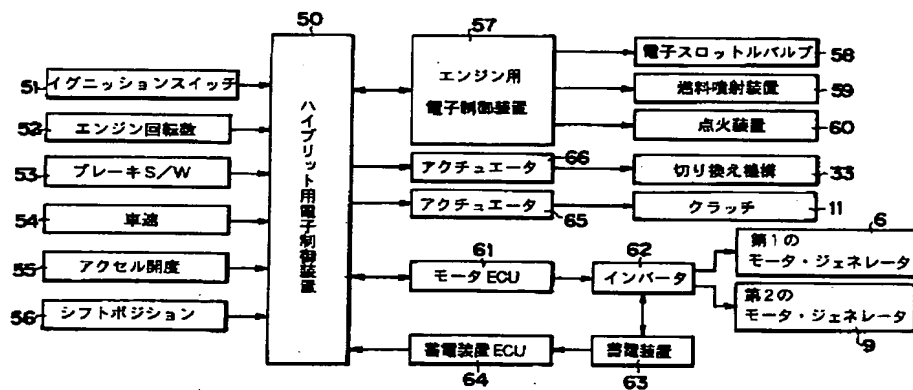
【図5】 この発明のハイブリッド車の一例を示すスケルトン図である。

【図6】 この発明のハイブリッド車の一例を示すスケルトン図である。

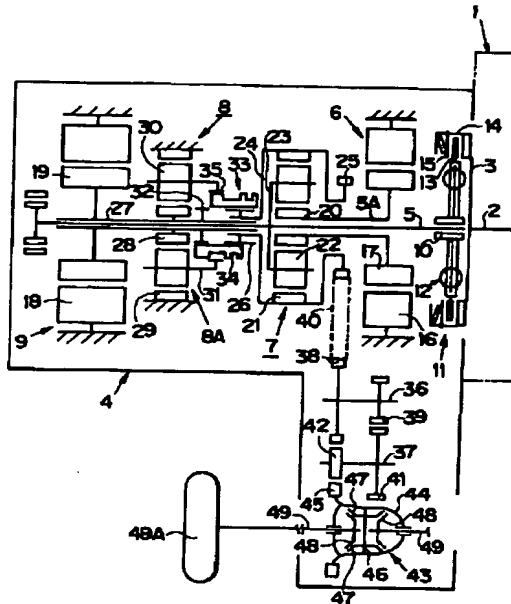
【符号の説明】

1…エンジン、2…クラックシャフト、6…第1のモータ・ジェネレータ、7…遊星歯車機構、8…動力伝達状態制御装置、8A…遊星歯車式変速機構、9…第2のモータ・ジェネレータ、20、28…サンギヤ、21、29…リングギヤ、23、31…キャリア、24…コネクティングドラム、26…ギヤ、27…中空シャフト、49A…前輪、69…シャフト、71…シャフト、77…カウンタドリブンシャフト、83…ハイ用ドライブギヤ、85…ロー用ドライブギヤ、87…ハイ用ドリブンギヤ、88…ロー用ドリブンギヤ、90…合成分配機構。

【図2】

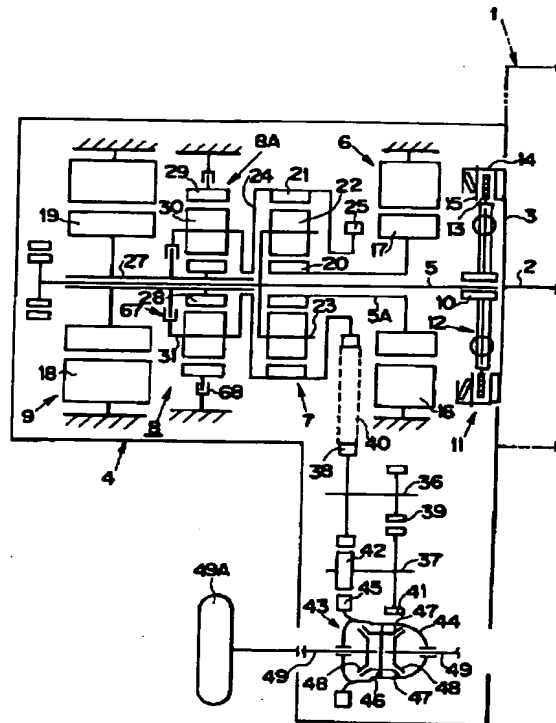


【図1】

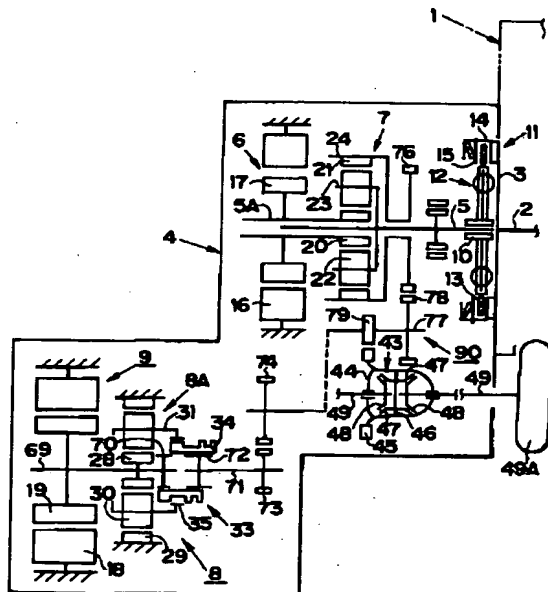


- 1: エンジン 2: クランクシャフト 6: 第1のモータ・ジェネレータ  
 7: 逆星歯車機構 8: 動力伝達状態制動装置 8A: 逆星歯車式変速機構  
 9: 第2のモータ・ジェネレータ 20, 28: サングヤ 21, 29: リングギヤ  
 23, 31: キャリヤ 24: コネクティングドラム 28: ギヤ  
 27: 中空シャフト 49A: 前軸

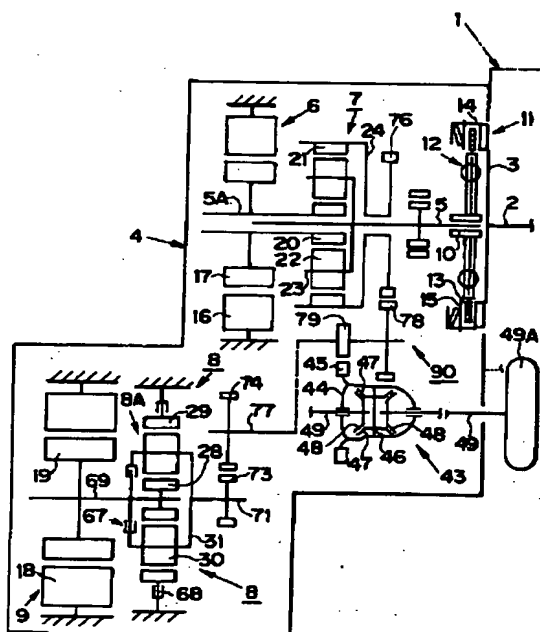
【図3】



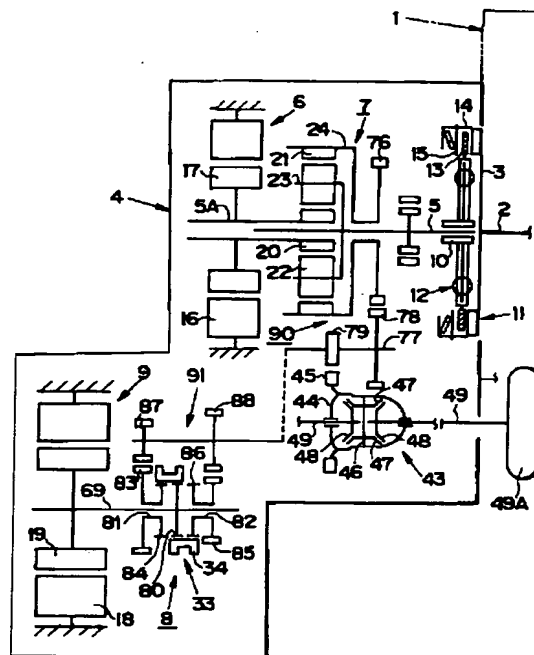
【図4】



【図5】



【図6】



フロントページの続き

(72)発明者 畑 祐志  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

Fターム(参考) 3D039 AA01 AA02 AA03 AA04 AA05  
AA07 AB27 AC03 AC21 AC24  
AC37 AC39 AC74 AC78 AC79  
AD03 AD23 AD53  
SH115 PA01 PA12 PC06 PG04 PI11  
PI16 PI29 PI30 PO02 PO06  
PO17 PU10 PU22 PU24 PU25  
PV09 QE10 QE12 QI04 QN03  
RB08 RE05 RE06 SE04 SE05  
SE08 TB01 TE02 TO21 TO23  
TO30 UI32 UI36



\* NOTICES \*

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

CLAIMS

---

[Claim(s)]

[Claim 1] While a part of path [ at least ] which transmits the power of two or more sources of driving force to a wheel is communalized in the hybrid car with which the power transfer state control equipment which changes the power transfer condition between two rotation members into the path which transmits the power outputted from the predetermined source of driving force of said two or more sources of driving force to said wheel is formed, the hybrid car is characterized by arranging said power transfer state control equipment at paths other than the path which transmits the power of sources of driving force other than said predetermined source of driving force to said wheel.

[Claim 2] The hybrid car according to claim 1 is characterized by preparing the synthetic partition system which has the function which compounds the power of two or more of said sources of driving force, and is transmitted to said wheel, and the function to transmit power other than said predetermined source of driving force to a generator.

[Claim 3] The hybrid car according to claim 2 is characterized by for said synthetic partition system having three rotation elements, and connecting sources of driving force other than said predetermined source of driving force, and the predetermined source of driving force and a generator, and said three rotation elements separately possible [ power transfer ].

[Claim 4] The hybrid car according to claim 1 to 3 is characterized by arranging the output shaft of said predetermined source of driving force, and the output shaft of sources of driving force other than the predetermined source of driving force in the shape of non-\*\*\*\*.

[Claim 5] The hybrid car according to claim 1 to 3 is characterized by arranging the output shaft of said predetermined source of driving force, and the output shaft of sources of driving force other than the predetermined source of driving force in the shape of a said alignment.

[Claim 6] The hybrid car according to claim 1 to 5 is characterized by being that by which the power transfer condition between said two rotation members is changed by controlling rotation and a halt of these three rotation elements while said power transfer state control equipment is equipped with the epicyclic gear type change gear style which has arranged three rotation elements to radial.

[Claim 7] The hybrid car according to claim 1 to 4 is characterized by being that by which the power transfer condition between said two rotation members is changed by controlling possible [ power transfer of either of said two or more gear trains ] while said power transfer state control equipment is equipped with the selection gearing type change gear style which has two or more gear trains from which a change gear ratio differs.

---

[Translation done.]

## \* NOTICES \*

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

## DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the hybrid car which has two or more sources of driving force.

[0002]

[Description of the Prior Art] In recent years, the hybrid car which carried the engine which outputs power by combustion of a fuel, and the motor which outputs power by supply of power as a source of driving force of a car is proposed. In this hybrid car, improvement in fuel consumption, reduction of the noise, and reduction of exhaust gas shall be achieved by controlling a drive and a halt of an engine and a motor based on various kinds of conditions.

[0003] Thus, an example of a hybrid car which carried two or more sources of driving force is indicated by JP,2000-2327,A. The hybrid car indicated by this official report has an engine, a motor, and a generator, and these are connected with the power transfer path, respectively. The synthetic partition system which consists of an epicyclic gear device is prepared in the power transfer path, an engine and the carrier of an epicyclic gear device are connected with it, a generator and the sun gear of an epicyclic gear device are connected with it, and the motor and the ring wheel of an epicyclic gear device are connected with it. The drive sprocket is formed in the ring wheel.

[0004] On the other hand, said synthetic partition system is adjoined and the change gear is formed. While this change gear is equipped with the input shaft and the output shaft, the driven sprocket is prepared in the input shaft. moreover -- an input shaft -- a low-speed stage drive gear and a high-speed stage drive gear -- an input shaft and relativity -- it is attached pivotable. Furthermore, the synchronous linkage which connects alternatively an input shaft, a low-speed stage drive gear, or a high-speed stage drive gear is established. And a chain is almost wound around a driven sprocket and a drive sprocket. The low-speed stage driven gear and the high-speed stage driven gear are formed in said output shaft, the low-speed stage drive gear and the low-speed stage driven gear got into gear to it, and the high-speed stage drive gear and the high-speed stage driven gear have got into gear to it. In addition, it is constituted so that the torque of the output shaft of a change gear may be transmitted to a differential.

[0005] And in the hybrid car indicated by the above-mentioned official report, while compounding the power outputted from the engine, and the power outputted from the motor by the synthetic partition system, the compounded power can be transmitted to an input shaft through a ring wheel and a chain. On the other hand, the change gear ratio between an input shaft and an output shaft is switched by controlling a synchronous linkage. That is, the change gear ratio can be switched to two steps of Law Hy by changing into the condition that the low-speed stage drive gear and the input shaft were connected, or the condition that the high-speed stage drive gear and the input shaft were connected, by actuation of a synchronous linkage. That is, the power transfer condition between the input shafts and output shafts which are prepared in the power transfer path of resulting in a motor empty vehicle ring, i.e., a change gear ratio, is switched to two steps by controlling a synchronous linkage.

[0006]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] By the way, in the hybrid car indicated by the above-mentioned official report, the power of an engine and a motor is constituted so that each may be transmitted to a differential via a change gear. Therefore, in case a synchronous linkage is controlled and the change gear ratio of a change gear is switched, the condition that torque is not transmitted to a wheel arises transitionally. Consequently, there was a problem of the omission of driving force having arisen and giving an operator sense of incongruity.

[0007] This invention is made against the background of the above-mentioned situation, and when changing the power transfer condition between two rotation members prepared in the transfer path of power of resulting in the predetermined source empty vehicle ring of driving force, it aims at offering the hybrid car which can control the fall of the driving force of a car.

[0008]

[Means for Solving the Problem and its Function] In order to attain the above-mentioned purpose, invention of claim 1 While a part of path [ at least ] which transmits the power of two or more sources of driving force to a wheel is communalized In the hybrid car with which the power transfer state control equipment which changes the power transfer condition between two rotation members into the path which transmits the power outputted from the predetermined source of driving force of said two or more sources of driving force to said wheel is formed Said power transfer state control equipment is characterized by being arranged at paths other than the path which transmits the power of sources of driving force other than said predetermined source of driving force to said wheel.

[0009] In invention of claim 1, either [ at least ] "the thing for which the ratio of the rotational speed of one rotation member and the rotational speed of the rotation member of another side, i.e., a change gear ratio, is changed" "which changes the power transfer condition between two rotation members", or "changing the transfer path of the power between one rotation member and the rotation member of another side" are mentioned. That is, power transfer state control equipment is constituted so that either [ at least ] "the change gear ratio of two rotation members" or "the transfer path of the power between two rotation members" can be changed.

[0010] Even when changing [ according to invention of claim 1 ] the transfer condition of the power between two rotation members in transmitting the power of the predetermined source of driving force to a wheel, the fall of the torque which the power of sources of driving force other than the predetermined source of driving force is delivered to a wheel, and is delivered to a wheel is controlled.

[0011] invention of claim 2 -- the configuration of claim 1 -- in addition, it is characterized by preparing the synthetic partition system which has the function which compounds the power of two or more of said sources of driving force, and is transmitted to said wheel, and the function to transmit power other than said predetermined source of driving force to a generator. Also in invention of claim 2, the same operation as invention of claim 1 arises.

[0012] invention of claim 3 -- the configuration of claim 2 -- in addition, said synthetic partition system has three rotation elements, and it is characterized by connecting sources of driving force other than said predetermined source of driving force, and the predetermined source of driving force and a generator, and said three rotation elements separately possible [ power transfer ]. Also in invention of claim 3, the same operation as invention of claim 2 arises.

[0013] invention of claim 4 -- the configuration of claim 1 thru/or either of 3 -- in addition, it is characterized by arranging the output shaft of said predetermined source of driving force, and the output shaft of sources of driving force other than the predetermined source of driving force in the shape of non-\*\*\*\*.

[0014] According to invention of claim 4, claim 1 thru/or the same operation as invention of 3 arise, and also in the direction of an axis of each output shaft, even if [ a part of ] there are few other devices, the arrangement location of comrades can be overlapped with the predetermined source of driving force.

[0015] invention of claim 5 -- the configuration of claim 1 thru/or either of 3 -- in addition, it is characterized by arranging the output shaft of said predetermined source of driving force, and the output shaft of sources of driving force other than the predetermined source of driving force in the shape of a said alignment.

[0016] According to invention of claim 5, the same operation as invention of claim 1 thru/or either of 3 arises, and also the arrangement tooth space between two or more sources of driving force is narrowed in radial [ of each output shaft ].

[0017] invention of claim 6 -- the configuration of claim 1 thru/or either of 5 -- in addition, while said power transfer state control equipment is equipped with the epicyclic gear type change gear style which has arranged three rotation elements to radial, it is characterized by being that by which the power transfer condition between said two rotation members is changed by controlling rotation and a halt of these three rotation elements.

[0018] Since according to invention of claim 6 the same operation as invention of claim 1 thru/or either of 5 arises and also three rotation elements are arranged radial, the arrangement tooth space of the power transfer state control equipment in the direction of an axis of each output shaft is narrowed.

[0019] invention of claim 7 -- claim 1 thru/or the configuration of 4 -- in addition, while said power transfer state control equipment is equipped with the selection gearing type change gear style which has two or more gear trains from which a change gear ratio differs, it is characterized by being that by which the power transfer condition between said two rotation members is changed by controlling possible [ power transfer of either of said two or more gear trains ].

[0020] According to invention of claim 7, the degree of freedom which adjusts the change gear ratio of the path which results in the predetermined source empty vehicle ring of driving force increases by the same operation as invention of claim 1 thru/or either of 4 arising, and also increasing the number of gear trains.

[0021]

[Embodiment of the Invention] Below, this invention is explained concretely, referring to a drawing. Drawing 1 is the rough skeleton Fig. of the hybrid car of FF (front engine front drive; engine introduction front-wheel drive) format which is one example of this invention. This drawing 1 is an example corresponding to claim 1, claim 2, claim 3, claim 5, and claim 6. In drawing 1, 1 is an engine and can use a gasoline engine, a diesel power plant, or an LPG engine for an internal combustion engine and a concrete target as this engine 1. In this example, the case where a gasoline engine is used as an engine 1 is explained for convenience. An engine 1 is equipment which outputs power from a crankshaft 2 by combustion of a fuel, and is the well-known thing equipped with a suction system, the exhauster, the fuel injection equipment, the ignition, the cooling system, etc. a crankshaft 2 -- the cross direction of a car -- and it is arranged horizontally and the flywheel 3 is formed in the back end section of a crankshaft 2.

[0022] This engine 1 is adjoined, the casing 4 in the air is formed, and an input shaft 5, the 1st motor generator 6, the epicyclic gear device 7, power transfer state control equipment 8, and the 2nd motor generator 9 are formed in the interior of casing 4. an input shaft 5 -- the shape of a crankshaft 2 and a said alignment -- and it is held pivotable and spline fitting of the clutch hub 10 is carried out to the edge by the side of the crankshaft 2 in an input shaft 5.

[0023] And the clutch 11 which controls the power transfer condition of a crankshaft 2 and an input shaft 5 is formed. This clutch 1 is arranged in the clutch disc 13 attached in the periphery side of the clutch hub 10 through the damper style 12, the clutch cover 14 of the shape of a cylinder which followed the periphery side of a flywheel 3, and a clutch cover 14, and it has the annular pressure plate 15 which can operate in the direction of an axis of an input shaft 5, and the clutch disc 13 is arranged between the flywheel 3 and the pressure plate 15. And by controlling actuation of a pressure plate 15 by the actuator mentioned later, a clutch 11 is engaged and released and the power transfer condition between a crankshaft 2 and an input shaft 5 is controlled.

[0024] Said 1st motor generator 6 is arranged on the outside of an input shaft 5 in the location of the direction near an engine 1, and the 2nd motor generator 9 is arranged rather than the 1st motor generator 6 on the outside of an input shaft 5 in the location distant from an engine 1. The 1st motor generator 6 and 2nd motor generator 9 combine the function (power running function) as a motor driven by supply of power, and the function (regeneration function) as a generator which changes mechanical energy into electrical energy. As the 1st motor generator 6 and 2nd motor generator 9, the motor generator of an

alternating current synchronous type can be used, for example. This 1st motor generator 6 has the stator 16 fixed to the casing 4 side, and Rota 17 arranged pivotable. This Rota 17 is arranged on the outside of an input shaft 5. Moreover, the 2nd motor generator 9 has the stator 18 fixed to the casing 4 side, and Rota 19 arranged pivotable. This Rota 19 is arranged on the outside of an input shaft 5. as mentioned above, an engine 1, the 1st motor generator 6, and the 2nd motor generator 9 -- each -- the shape of a said alignment -- and it is arranged in the direction of an axis.

[0025] Moreover, it has the ring wheel 21 which said epicyclic gear device 7 is established between the 1st motor generator 6 and the 2nd motor generator 9, this epicyclic gear device 7 is equipped with the so-called structure of a single pinion format, and this epicyclic gear device 7 has been arranged a sun gear 20, a sun gear 20, and in the shape of a said alignment, and was attached in the connecting drum 24, and the carrier 23 holding the pinion gear 22 which gears to a sun gear 20 and a ring wheel 21. And a sun gear 20 and Rota 17 of the 1st motor generator 6 are connected through hollow shaft 5A, and the carrier 23 and the input shaft 5 are connected. hollow shaft 5A is arranged on the outside of an input shaft 5 -- having -- \*\*\*\* -- an input shaft 6 and hollow shaft 5A -- relatively -- it is constituted pivotable. In addition, the drive sprocket 25 is formed in the edge by the side of the 1st motor generator 6 in the connecting drum 24. Furthermore, the gear 26 is formed in the edge by the side of the 2nd motor generator 9 in the connecting drum 24.

[0026] a hollow shaft 27 attaches in the periphery side of said input shaft 5 -- having -- \*\*\*\* -- an input shaft 5 and a hollow shaft 27 -- relatively -- it is constituted pivotable. And Rota 19 of the 2nd motor generator 9 is connected with the hollow shaft 27. Said power transfer state control equipment 8 is arranged between the epicyclic gear device 7 and the 2nd motor generator 9, and this power transfer state control equipment 8 is switched with the so-called epicyclic gear type change gear style 8A of a single pinion format, and has the device 33. This epicyclic gear type change gear style 8A has the ring wheel 29 which has been arranged a sun gear 28, a sun gear 28, and in the shape of a said alignment, and was fixed to the casing 4 side, and the carrier 31 holding the pinion gear 30 which gears to a sun gear 28 and a ring wheel 29. In addition, the inner gear 35 is formed in the edge by the side of the epicyclic gear device 7 in a carrier 31. And the sun gear 28 is connected with the hollow shaft 27. The gear 32 is formed between the epicyclic gear devices 7 and the power transfer state control equipment 8 in a hollow shaft 27.

[0027] Furthermore, said switch device 33 is established between the epicyclic gear device 7 and epicyclic gear type change gear style 8A. This switch device 33 is constituted by the well-known synchronous engagement device etc., and has the hub sleeve 34 which can operate in the direction of an axis of an input shaft 5. That actuation is controlled by the actuator which mentions this hub sleeve 34 later, and the internal tooth (not shown) and gear 26 of the hub sleeve 34 are always being engaged. And the hub sleeve 34, a gear 32, or the inner gear 35 is alternatively engaged by actuation of the hub sleeve 34.

[0028] The counter drive shaft 36 parallel to an input shaft 5 and the counter driven shaft 37 are formed in the interior of said casing 4. The driven sprocket 38 and the counter drive gear 39 are formed in the counter drive shaft 36. And a chain 40 is almost wound around said drive sprocket 25 and the driven sprocket 38. The counter driven gear 41 and the final drive pinion gear 42 are formed in the counter driven shaft 37. And the counter drive gear 39 has geared with the counter driven gear 41.

[0029] Furthermore, the differential 43 is formed in the interior of casing 4, and the differential 43 has the final ring wheel 45 formed in the periphery side of a differential case 44, two or more connected pinion gears 47 which were attached through the pinion shaft 46 to the differential case 44, the side gear 48 which geared to two or more pinion gears 47, and the front-drive shaft 49 connected with the side gear 48. Front-wheel 49A is connected with the front-drive shaft 49. Front-wheel 49A and a ring wheel 21 are connected possible [ power transfer ] by the above-mentioned configuration through a differential 43, the counter driven shaft 37, the counter drive shaft 36, the chain 40, the drive sprocket 25, etc.

[0030] Drawing 2 is the block diagram showing the control network of a hybrid car. First, the electronic control 50 for hybrids which controls the whole car is formed, and this electronic control 50 for hybrids is constituted by the microcomputer which makes a subject a processing unit (CPU or MPU), storage

(RAM and ROM), and an input/output interface. Although various kinds of electronic controls are formed hereafter, the configuration is almost the same. The signal of an ignition switch 51, the signal of an engine speed sensor 52, the signal of the brake switch 53, the signal of a speed sensor 54, the signal of the accelerator opening sensor 55, the signal of the shift position sensor 56, etc. are inputted to this electronic control 50 for hybrids.

[0031] The electronic control 57 for engines is connected to the electronic control 50 for hybrids possible [ the signal communication link to mutual ]. The signal which controls the electronic throttle valve 58 prepared in the suction system of an engine 1 from this electronic control 57 for engines, the signal which controls a fuel injection equipment 59, the signal which controls an ignition 60 are outputted.

[0032] Moreover, the electronic control 61 for motor generators is connected to the electronic control 50 for hybrids possible [ the signal communication link to mutual ]. The inverter 62 is connected to the electronic control 61 for motor generators, and accumulation-of-electricity equipment 63 is connected to the inverter 62. As accumulation-of-electricity equipment 63, a dc-battery or a capacitor can be used, for example.

[0033] And the 1st motor generator 6 and 2nd motor generator 9 are connected to the inverter 62. And the 1st motor generator 6 and 2nd motor generator 9 can be driven with the power of accumulation-of-electricity equipment 63. Furthermore, when the 1st motor generator 6 or 2nd motor generator 9 is operated as a generator, the power can be charged via an inverter 62 at accumulation-of-electricity equipment 63.

[0034] Furthermore, the electronic control 64 for accumulation-of-electricity equipments is connected to the electronic control 50 for hybrids possible [ a signal communication link ], and the signal which shows the charge condition of accumulation-of-electricity equipment 63 is inputted into the electronic control 64 for accumulation-of-electricity equipments. The control signal of the electronic control 50 for hybrids is inputted into an actuator 65, and a clutch 11 is controlled by the actuator 65 further again. Moreover, the control signal of the electronic control 50 for hybrids is inputted into other actuators 66, it switches with an actuator 66, and a device 33 is controlled. The system which it switches [ system ] with oil pressure and operates a device 33 as an actuator 66, for example, the system which it switches [ system ] according to electromagnetic force and operates a device 33, and the system which it switches [ system ] with pneumatic pressure and operates a device 33 can be used.

[0035] If the correspondence relation between the configuration of the example shown in drawing 1 and the configuration of this invention is explained here The 2nd motor generator 9 is equivalent to the predetermined source of driving force of this invention. An engine 1 is equivalent to sources of driving force other than the predetermined source of driving force, and power transfer state control equipment 8 is equivalent to the power transfer state control equipment of this invention. The epicyclic gear device 7 is equivalent to the synthetic partition system of this invention. A sun gear 20, a ring wheel 21, and a carrier 23 Are equivalent to three rotation elements of the synthetic partition system of this invention. A sun gear 28, a ring wheel 29, and a carrier 31 It is equivalent to three rotation elements of the epicyclic gear type change gear style of this invention, and the 1st motor generator 6 is equivalent to the generator of this invention. A crankshaft 2 and a hollow shaft 27 are equivalent to the output shaft of the source of driving force of this invention, a hollow shaft 27 and a gear 26 are equivalent to two rotation members of this invention, and front-wheel 49A is equivalent to the wheel of this invention.

[0036] In the example of drawing 1 and drawing 2 , it is based on conditions, such as the vehicle speed and accelerator opening. The demand torque which should be transmitted to a front wheel is computed, and it is based on the calculation result. An engine 1, a clutch 11, the 1st motor generator 6, the 2nd motor generator 9, and power transfer state control equipment 8 are controlled. One [ at least ] power (if it puts in another way torque) of an engine 1 or the 2nd motor generator 9 can be transmitted to front-wheel 49A.

[0037] First, a clutch 11 is engaged when transmitting the torque outputted from an engine 1 to front-wheel 49A. Then, the torque of a crankshaft 2 is transmitted to a carrier 23 through an input shaft 5. The torque transmitted to the carrier 23 is transmitted to front-wheel 49A through \*\* through the connecting

drum 24, a drive sprocket 25, a chain 40, the counter drive shaft 36, the counter driven shaft 37, and a differential 43, and driving force generates it. Moreover, in case the torque of an engine 1 is transmitted to a carrier 23, the 1st motor generator 6 is operated as a generator, and the generated power can be charged at accumulation-of-electricity equipment 63.

[0038] Furthermore, when making the 2nd motor generator 9 drive as a motor and transmitting the torque to front-wheel 49A, based on the vehicle speed, accelerator opening, demand torque, etc., power transfer state control equipment 8 is controlled. First, like start of a car, when demand torque is comparatively large, the hub sleeve 34 of the switch device 33 is controlled by the location shown in the drawing 1 bottom, and the inner gear 35 and a gear 26 are connected by the hub sleeve 34. The inner gear 35 and a gear 26 call a low state the condition of having been connected by the hub sleeve 34. Then, while the torque of the 2nd motor generator 9 is transmitted to a pinion gear 30 through a hollow shaft 27 and a sun gear 28, a ring wheel 29 serves as a reaction force element, a carrier 31 rotates, and the torque is transmitted to the connecting drum 21 through the hub sleeve 34 and a gear 26. Thus, the rotational speed of the 2nd motor generator 9 is slowed down by power transfer state control equipment 8, and is transmitted to the connecting drum 21.

[0039] On the other hand, when demand torque falls, and the vehicle speed rises and said power transfer state control equipment 34 is controlled by the low state, the 2nd motor generator 9 will carry out high-speed rotation. Then, in such a case, the hub sleeve 34 of the synchronous engagement device 33 is controlled by the location shown in the drawing 1 bottom, and a gear 32 and a gear 26 are connected by the hub sleeve 34. A gear 32 and a gear 26 call a high state the condition of having been connected by the hub sleeve 34. Then, the torque of the 2nd motor generator 9 is transmitted to the connecting drum 24 through a hollow shaft 27, a gear 32, the hub sleeve 34, and a gear 26. Thus, the rotational speed of the 2nd motor generator 9 is transmitted to the connecting drum 24 with a rotational speed as it is.

[0040] The torque of an engine 1 and the torque of the 2nd motor generator 9 can be compounded according to the epicyclic gear device 7, and can be transmitted to front-wheel 49A further again. Moreover, the torque inputted into the epicyclic gear device 7 from the 2nd motor generator 9 can be fluctuated by controlling power transfer state control equipment 8 alternatively [ a low state or a high state ] in two steps. In addition, if it puts in another way at the time of moderation of a car, while transmitting the power (kinetic energy) inputted into a differential 43, the counter driven shaft 37, the counter drive gear 36, and the epicyclic gear device 7 from front-wheel 49A at the time of coasting to the 2nd motor generator 9, the 2nd motor generator 9 can be operated as a generator, and control which charges the power to generate at accumulation-of-electricity equipment 63, and the so-called regenerative-braking control can also be performed.

[0041] And in the example of drawing 1 , it is arranged at paths other than the power transfer path in which power transfer state control equipment 8 results [ from an engine 1 ] in front-wheel 49A. In other words, the power of an engine 1 can be transmitted to front-wheel 49A, without making it go via power transfer state control equipment 8. For this reason, when changing the change gear ratio between a hollow shaft 46 and a gear 26, and the transfer path of power by switching power transfer state control equipment 8 to a low state and a high state, it is in the middle of that modification, and even if the condition that the power of the 2nd motor generator 9 is not transmitted to front-wheel 49A arises transitionally, an engine torque can be transmitted to front-wheel 49A. Therefore, the fall of the driving force of a car can be controlled, and while it is avoidable that an operator has sense of incongruity, the fall of the performance-traverse ability of a car can be controlled.

[0042] In addition, when switching power transfer state control equipment 8 mutually and controlling it by the low state and the high state, control which increases engine power can also be performed so that the insufficiency of the torque transmitted to front-wheel 49A may be compensated. For example, engine power can be increased by controlling at least one of an inhalation air content, fuel oil consumption, and ignition timing.

[0043] Moreover, in the example of drawing 1 , since the change gear ratio of power transfer state control equipment 8 is controllable to two steps according to demand torque, even when the vehicle speed rises, it is not necessary to rotation[ high-speed ]-ize the 2nd motor generator 9. Therefore, it can

control that a design which raises properties, such as rating of the 2nd motor generator 9, becomes unnecessary corresponding to a part for the reduction gear ratio of power transfer state control equipment 8, and control the rise of the manufacturing cost of the 2nd motor generator 9, and the mass of the 2nd motor generator 9 increases.

[0044] Moreover, in the example of drawing 1, even when the vehicle speed rises, it can control rotation[ high-speed ]-izing the 2nd motor generator 9. Therefore, it is not necessary to reduce the friction of the rotation element of the 2nd motor generator 9, and to aim at the rise of reinforcement required for a rotation element, and to raise further the lubrication and the cooling engine performance of holding a rotation element, such as bearing. In addition, in the example of drawing 1, since power transfer state control equipment 8 is formed in paths other than the power transfer path of resulting [ from an engine 1 ] in front-wheel 49A and corresponds to the increment in demand torque, the physique of the 2nd motor generator 9 is left as it is, and the configuration which adjusts the reduction gear ratio of a differential 43 has not been adopted. Therefore, it is beforehand avoidable that the 2nd motor generator 9 forms high rotation like [ in the case of adopting the configuration which adjusts the reduction gear ratio of a differential 43 ].

[0045] Moreover, since it is constituted so that gear change may be performed in the example of drawing 1 by controlling actuation of the hub sleeve 34 of the switch device 33 in two halt locations of the direction of an axis, Not the system that it switches [ system ] with oil pressure and operates a device 33 as an actuator 66 shown in drawing 2 but the system which sets up two halt locations of the hub sleeve 34 certainly, for example, the system using electromagnetic force, and the system using pneumatic pressure can also be used. Thus, instead of the source of driving force, it is not necessary to establish the motor for driving an oil pump etc. during a car halt, without length \*\*\*\* like [ at the time of using a hydraulic system ] occurring, if constituted.

[0046] Furthermore, in the example of drawing 1, since the crankshaft 2 and the hollow shaft 27 are arranged in the shape of a said alignment, in radial [ of a crankshaft 2 and a hollow shaft 27 ], the arrangement tooth space of an engine 1 and the 2nd motor generator 9 is controlled, and mount nature improves. Since power transfer state control equipment 8 is equipped with epicyclic gear type change gear style 8A which has arranged the sun gear 28, the ring wheel 29, and the carrier 31 to radial mutually in the example of drawing 1 further again, the arrangement tooth space of the power transfer state control equipment 8 in the direction of an axis of a hollow shaft 27 is narrowed, and mount nature improves.

[0047] Drawing 3 is the skeleton Fig. showing other examples, and this drawing 3 is an example corresponding to claim 1, claim 2, claim 3, claim 5, and claim 6. A comparison of the example of this drawing 3 and the example of drawing 1 changes the configuration of power transfer state control equipment 8. In the example of drawing 3, the carrier 31 by the side of power transfer state control equipment 8 and the connecting drum 24 by the side of the epicyclic gear device 7 are connected. Moreover, power transfer state control equipment 8 has the clutch 67 which engages for them and releases a carrier 31 and a hollow shaft 27 alternatively. Furthermore, the ring wheel 29 of epicyclic gear type change gear style 8A is arranged free [ rotation and a halt on the outside of an input shaft 5 ], and the brake 68 which controls rotation and a halt of a ring wheel 29 is formed.

[0048] In addition, in the example of drawing 3, about the same configuration as the example of drawing 1, the same sign as the example of drawing 1 is attached, and the explanation is omitted. Furthermore, the control network of drawing 2 is applicable also to the example of drawing 3. Here, if the correspondence relation between the configuration of the example of drawing 3 and the configuration of this invention is explained, a hollow shaft 27 and the connecting drum 24 are equivalent to two rotation members of this invention. The correspondence relation between the configuration of others of drawing 3 and the configuration of this invention is the same as the correspondence relation between the configuration of drawing 1, and the configuration of this invention.

[0049] Below, an operation of the example of drawing 3 is explained. Also in the example of drawing 3, based on conditions, such as the vehicle speed and accelerator opening, the demand torque which should be transmitted to a front wheel is computed, and an engine 1, a clutch 11, the 1st motor generator



6, the 2nd motor generator 9, and power transfer state control equipment 8 are controlled based on the calculation result. Control of the clutch 11 in the case of transmitting the torque outputted from an engine 1 to front-wheel 49A and the transfer path of power are the same as the example of drawing 1. [0050] Furthermore, also in the example of drawing 3, the 2nd motor generator 9 is made to drive as a motor, it can be made to be able to go via the synthetic division device 7, and the torque can be transmitted to front-wheel 49A. When making the 2nd motor generator 9 drive as a motor, based on the vehicle speed, accelerator opening, demand torque, etc., power transfer state control equipment 8 is controlled. First, when demand torque is comparatively large, 68 is engaged by the brake and a clutch 67 is released.

[0051] Then, while the torque of the 2nd motor generator 9 is transmitted to a pinion gear 30 through a hollow shaft 27 and a sun gear 28, a ring wheel 29 serves as a reaction force element, a carrier 31 rotates, and the torque is transmitted to the connecting drum 24. Thus, the rotational speed of the 2nd motor generator 9 is slowed down by power transfer state control equipment 8, and is transmitted to the connecting drum 24. Thus, the rotational speed of the 2nd motor generator 9 is slowed down by power transfer state control equipment 8, and calls a low state the condition of being transmitted to the connecting drum 24.

[0052] On the other hand, when demand torque falls, and the vehicle speed rises and power transfer state control equipment 8 is controlled by the low state, the 2nd motor generator 9 will carry out high-speed rotation. Then, in such a case, a brake 68 is released and a clutch 67 is engaged. Then, the torque of the 2nd motor generator 9 is transmitted to the connecting drum 24 through a hollow shaft 27 and a carrier 31. Thus, the rotational speed of the 2nd motor generator 9 calls a high state the condition of being transmitted to the connecting drum 24 with a rotational speed as it is.

[0053] As mentioned above, also in the example of drawing 3, the torque of an engine 1 and the torque of the 2nd motor generator 9 can be compounded according to the epicyclic gear device 7, and can be transmitted to front-wheel 49A. Moreover, the torque inputted into the epicyclic gear device 7 from the 2nd motor generator 9 can be fluctuated by controlling power transfer state control equipment 8 alternatively [ a low state or a high state ] in two steps.

[0054] And in transmitting the power of the 2nd motor generator 9 to front-wheel 49A, also in the example of drawing 3, the power transfer state control equipment 8 which changes the change gear ratio and power transfer path between a hollow shaft 27 and the connecting drum 24 is arranged at paths other than the power transfer path of resulting [ from an engine 1 ] in front-wheel 49A. For this reason, also in the example of drawing 3, the same effectiveness as the example of drawing 1 can be acquired. In addition, in the example of drawing 3, the same operation effectiveness as the example of drawing 1 can be acquired about the same component as the configuration of the example of drawing 1.

[0055] Drawing 4 is the skeleton Fig. showing other examples, and this drawing 4 is an example corresponding to claim 1, claim 2, claim 3, claim 4, and claim 6. In the example of drawing 4, the epicyclic gear device 7 is arranged between a clutch 11 and the 1st motor generator 6 in the direction of an axis of an input shaft 5.

[0056] Moreover, the crankshaft 2 of an engine 1 and the shaft 69 of the 2nd motor generator 9 are arranged in the shape of non-\*\*\*\*. For this reason, a part of arrangement tooth space [ in / for the 2nd motor generator 9 and 1st motor generator 6 / that direction of an axis / at least ] can be overlapped. and Rota 19 of the 2nd motor generator 9 connects with the periphery of a shaft 69 -- having -- \*\*\*\* -- a shaft 69 -- the cross direction of a car -- and it is arranged horizontally.

[0057] Moreover, power transfer state control equipment 8 is arranged around the shaft 69, and the sun gear 28 of power transfer state control equipment 8 is connected with the periphery of a shaft 69. Furthermore, the gear 70 is formed in the shaft 69. On the other hand, the shaft 69 and another shaft 71 in the shape of a said alignment are arranged, and gears 72 and 73 are formed in the shaft 71. It switches by the configuration of these gears 50, 70, and 72, the hub sleeve 34, etc., and the device 33 is constituted. And a gear 72, the inner gear 35, or a gear 70 is alternatively connected by the hub sleeve 34 by operating the hub sleeve 34 in the direction of an axis of shafts 69 and 70.

[0058] The counter drive gear 76 is formed in the connecting drum 24 which constitutes a part of

epicyclic gear device 7 in the example of drawing 4 further again. Moreover, the counter driven shaft 77 parallel to said input shaft 5 is formed. The counter driven gear 78, the final drive pinion gear 79, and the gear 74 are formed in this counter driven shaft 77. And while the counter drive gear 76 and the counter driven gear 78 have got into gear, said gear 73 and gear 74 have geared. Furthermore, the final ring wheel 45 has geared with the final drive pinion gear 79 directly.

[0059] In addition, in the example of drawing 4, about the same configuration as the example of drawing 1, the same sign as the example of drawing 1 is attached, and the explanation is omitted. Furthermore, the control network of drawing 2 is applicable also to the example of drawing 4. Here, if the correspondence relation between the configuration shown in drawing 4 and the configuration of this invention is explained, a shaft 69 is equivalent to the output shaft of the predetermined source of driving force of this invention, a shaft 69 and a shaft 71 are equivalent to two rotation members of this invention, and the synthetic partition system 90 of this invention is constituted by the epicyclic gear device 7, the counter drive gear 76, the counter driven gear 78, the counter driven shaft 77, etc. In addition, the correspondence relation between the configuration of others of drawing 4 and the configuration of this invention is the same as the correspondence relation between the configuration of drawing 1, and the configuration of this invention.

[0060] Below, an operation of the example of drawing 4 is explained. Also in the example of drawing 4, based on conditions, such as the vehicle speed and accelerator opening, the demand torque which should be transmitted to front-wheel 49A is computed, an engine 1, a clutch 11, the 1st motor generator 6, the 2nd motor generator 9, and power transfer state control equipment 8 are controlled based on the calculation result, and one [ at least ] torque of an engine 1 or the 2nd motor generator 9 can be transmitted to wheel 49A.

[0061] First, if the torque outputted from the engine 1 is transmitted to the counter drive gear 76 of the epicyclic gear device 7, this torque will be transmitted to front-wheel 49A via the counter driven gear 78, the final drive pinion gear 79, and a differential 43.

[0062] Moreover, the 2nd motor generator 9 can be made to be able to drive as a motor, and the torque can be transmitted to front-wheel 49A. First, the case where demand torque is comparatively large is explained like start of a car. In this case, the hub sleeve 34 of the switch device 33 is controlled by the location shown in the drawing 4 bottom, and the inner gear 35 and a gear 72 are connected by the hub sleeve 34. The inner gear 35 and a gear 72 call a low state the condition of being connected by the hub sleeve 34.

[0063] If power transfer state control equipment 8 is controlled by the low state, while the torque of the 2nd motor generator 9 is transmitted to a pinion gear 30 through a shaft 69 and a sun gear 28, a ring wheel 29 will serve as a reaction force element, a carrier 31 will rotate, and the torque will be transmitted to a shaft 71 through the hub sleeve 34 and a gear 72. Thus, the rotational speed of the 2nd motor generator 9 is slowed down by power transfer state control equipment 8, and the power is transmitted to a shaft 71. The torque of a shaft 71 is transmitted to the counter driven shaft 77 via a gear 73 and a gear 74, and the torque of the counter driven shaft 77 is transmitted to front-wheel 49A via a differential 43.

[0064] Below, in transmitting the torque of the 2nd motor generator 9 to wheel 49A, the case where demand torque fell and the vehicle speed rises is explained. In this case, when power transfer state control equipment 8 is controlled by the low state, the 2nd motor generator 9 will carry out high-speed rotation. Then, in such a case, the hub sleeve 34 of the switch device 33 is controlled by the location shown in the drawing 4 bottom, and a gear 70 and a gear 72 are connected by the hub sleeve 34. A gear 70 and a gear 72 call a high state the condition of having been connected by the hub sleeve 34. A high state's control of power transfer state control equipment 8 transmits the torque of the 2nd motor generator 9 to a shaft 71 through a shaft 69, a gear 70, the hub sleeve 34, and a gear 72.

[0065] Thus, the rotational speed of the 2nd motor generator 9 is transmitted to a shaft 71 with a rotational speed as it is. In addition, the torque transmitted to the shaft 71 is transmitted to front-wheel 49A through the same path as the above-mentioned. And the torque transmitted to the counter driven shaft 77 from the 2nd motor generator 9 can be fluctuated by controlling power transfer state control

equipment 8 alternatively [ a low state or a high state ] in two steps.

[0066] The power outputted from the engine 1 and the power outputted from the 2nd motor generator 9 can be gone via the epicyclic gear device 7 further again, the power compounded while compounding with the counter driven shaft 77 can more specifically be gone via a differential 43, and it can also transmit to front-wheel 49A.

[0067] And also in the example of drawing 4 , it is in charge of transmitting the power of the 2nd motor generator 9 to front-wheel 49A, and the power transfer state control equipment 8 which changes the change gear ratio between a shaft 69 and a shaft 79 and the transfer path of power is arranged at paths other than the power transfer path of resulting [ from an engine 1 ] in front-wheel 49A. Therefore, also in the example of drawing 4 , the same effectiveness as the example of drawing 1 can be acquired.

Moreover, in the example of drawing 4 , a part of arrangement tooth space [ in / in either / at least / the epicyclic gear device, the 2nd motor generator 9, and the other devices 6, for example, 1st motor generator, or, 7 / the direction of an axis / at least ] can be overlapped. Consequently, the arrangement tooth space of each device in the direction of an axis can be narrowed, and mount nature improves.

[0068] In addition, in the direction of an axis, if all of the arrangement tooth space of the 2nd motor generator 9 and the arrangement tooth spaces between other devices are set as the condition of differing, there is other effectiveness that the radial physique of the device of the 1st motor generator 6 and others can be set as arbitration, without contacting mutually. Furthermore, in the example of drawing 4 , the same operation effectiveness as the example of drawing 1 can be acquired about the same component as the example of drawing 1 .

[0069] Drawing 5 is the skeleton Fig. showing other examples, and drawing 5 is an example corresponding to claim 1, claim 2, claim 3, claim 4, and claim 6. A comparison of the example of this drawing 5 and the example of drawing 4 changes the configuration of power transfer state control equipment 8. That is, in the example of drawing 5 , power transfer state control equipment 8 has the same epicyclic gear type change gear style 8A as the example of drawing 3 , the sun gear 28 of epicyclic gear type change gear style 8A is connected with a shaft 69, and the clutch 67 which controls the torque-transmission condition of the carrier 31 of epicyclic gear type change gear style 8A and a shaft 69 is formed. Furthermore, the carrier 31 and shaft 71 of epicyclic gear type change gear style 8A are connected. In addition, in the configuration of others of the example of drawing 5 , about the same configuration as the example of drawing 1 , the example of drawing 3 , and the example of drawing 4 , drawing 1 , drawing 3 , and the same sign as the example of drawing 4 are attached, and the explanation is omitted. Moreover, the control circuit of drawing 2 is applicable also to the example of drawing 5 . Here, the correspondence relation between the configuration of the example of drawing 5 and the configuration of this invention is explained. In drawing 5 , drawing 1 , drawing 3 , and the same component as the example of drawing 4 are the same as that of the correspondence relation between the configuration of the example of drawing 1 , drawing 3 , and drawing 4 , and the configuration of this invention.

[0070] Below, actuation of the example of drawing 5 is explained. Also in the example of drawing 5 , based on conditions, such as the vehicle speed and accelerator opening, the demand torque which should be transmitted to front-wheel 49A is computed, an engine 1, a clutch 11, the 1st motor generator 6, the 2nd motor generator 9, and power transfer state control equipment 8 are controlled based on the calculation result, and one [ at least ] torque of an engine 1 or the 2nd motor generator 9 can be transmitted to wheel 49A.

[0071] First, if the torque outputted from the engine 1 is transmitted to the counter drive gear 76 of the epicyclic gear device 7, this torque will be transmitted to front-wheel 49A via the counter driven gear 78, the final drive pinion gear 79, and a differential 43.

[0072] Moreover, the 2nd motor generator 9 can be made to be able to drive as a motor, and the torque can be transmitted to front-wheel 49A. First, like start of a car, when demand torque is comparatively large, 68 is engaged by the brake and a clutch 67 is released. Then, a ring wheel 29 serves as a reaction force element, and a carrier 31 and a shaft 71 really rotate the torque of the 2nd motor generator 9 while it is transmitted to a pinion gear 30 through a shaft 69 and a sun gear 28. Thus, the rotational speed of

the 2nd motor generator 9 is slowed down by power transfer state control equipment 8, and the torque is transmitted to a shaft 71. Thus, the rotational speed of the 2nd motor generator 9 is slowed down by power transfer state control equipment 8, and the condition that the torque is transmitted to a shaft 71 is called a low state.

[0073] On the other hand, when demand torque falls, and the vehicle speed rises and power transfer state control equipment 8 is controlled by the low state, the 2nd motor generator 9 will carry out high-speed rotation. Then, in such a case, a brake 68 is released, and a clutch 67 is engaged, and a shaft 69 and a shaft 71 will be in a direct connection condition. And the torque of the 2nd motor generator 9 is transmitted to a shaft 71 through a shaft 69 and a carrier 31. Thus, the torque calls a high state the condition of being transmitted to a shaft 71, without the rotational speed of the 2nd motor generator 9 changing. In addition, even when power transfer state control equipment 8 is controlled by any of a low state or a high state, the path which the torque of a shaft 71 is delivered to front-wheel 49A is the same as the example of drawing 4.

[0074] While compounding the power outputted further again from the power outputted from the engine 1, and the 2nd motor generator 9 with the counter driven shaft 77, the compounded power can also be transmitted to front-wheel 49A via a differential 43.

[0075] And in transmitting the power of the 2nd motor generator 9 to front-wheel 49A, also in the example of drawing 5, the power transfer state control equipment 8 which changes the change gear ratio between a shaft 69 and a shaft 71 and the transfer path of power is arranged at paths other than the power transfer path of resulting [ from an engine 1 ] in front-wheel 49A. Therefore, also in the example of drawing 5, the same effectiveness as the example of drawing 1 can be acquired. In addition, in drawing 5, drawing 1, drawing 3, and the same operation effectiveness as the example of drawing 4 can be acquired in the same component as drawing 1, drawing 3, and drawing 4.

[0076] Drawing 6 is the skeleton Fig. showing other examples, and drawing 6 is an example corresponding to claim 1, claim 2, claim 3, claim 4, and claim 7. When the configuration of the example of this drawing 6 is the same as the configuration of the example of drawing 4 almost and drawing 6 is compared with drawing 4, the configurations of power transfer state control equipment 8 differ. Hereafter, the configuration of the power transfer state control equipment 8 of the example of drawing 6 is explained.

[0077] First, the gear 80 is formed in the shaft 69 and hollow shafts 81 and 82 are attached in the both sides of the gear 80 in the periphery of a shaft 69. hollow shafts 81 and 82 and a shaft 69 -- relativity -- it constitutes pivotable -- having -- \*\*\*\* -- one hollow shaft 81 -- yes -- business -- the drive gear 83 and the gear 84 are formed. Moreover, the drive gear 85 for lows and the gear 86 are formed in the hollow shaft 81 of another side. Moreover, the switch device 33 is established and the switch device 33 has the hub sleeve 34 which operates in the direction of an axis of a shaft 69. A gear 80, a gear 84, or a gear 86 is alternatively connected by actuation of this hub sleeve 34.

[0078] On the other hand, the counter driven gear 78 and the final drive pinion gear 79 are formed like the example of drawing 4, and also the driven gear 87 for highs and the driven gear 88 for lows are formed in the counter driven shaft 77. And the drive gear 83 for highs and the driven gear 87 for highs got into gear, and the drive gear 85 for lows and the driven gear 88 for lows have got into gear. Here, the change gear ratio between the drive gear 85 for lows and the driven gear 88 for lows is greatly set up rather than the change gear ratio between the drive gear 83 for highs, and the driven gear 87 for highs. In addition, since the configuration of others of the example of drawing 6 is the same as that of the example of drawing 1 and drawing 4, it attaches the same sign as drawing 1 and drawing 4 also in drawing 6, and omits the explanation.

[0079] If the correspondence relation between the configuration of the example of drawing 6 and the configuration of this invention is explained, here The drive gear 83 for highs and the driven gear 87 for highs, and the drive gear 85 for lows and the driven gear 88 for lows Are equivalent to two or more gear trains of this invention. According to a gear 80, the drive gear 83 for highs, the driven gear 87 for highs, the drive gear 85 for lows, the driven gear 88 for lows, the switch device 33, etc. The selection gearing type change gear style 91 of this invention is constituted, and a shaft 69 and the counter driven shaft 77

are equivalent to two rotation members of this invention. In addition, in drawing 6, the correspondence relation between the same component as drawing 1 and drawing 4 and the configuration of this invention is the same as the correspondence relation between the configuration of drawing 1 and drawing 4, and the configuration of this invention.

[0080] Below, an operation of the example of drawing 6 is explained. Also in the example of drawing 6, based on conditions, such as the vehicle speed and accelerator opening, the demand torque which should be transmitted to front-wheel 49A is computed, an engine 1, a clutch 11, the 1st motor generator 6, the 2nd motor generator 9, and power transfer state control equipment 8 are controlled based on the calculation result, and one [ at least ] torque of an engine 1 or the 2nd motor generator 9 can be transmitted to wheel 49A. First, the path which the torque outputted from the engine 1 is delivered to front-wheel 49A is the same as the example of drawing 4.

[0081] Moreover, the 2nd motor generator 9 is made to drive as a motor, and the operation in the case of transmitting the torque to front-wheel 49A and the transfer path of power are explained. First, the case where demand torque is comparatively large is explained like start of a car. In this case, the hub sleeve 34 of the switch device 33 is controlled by the location shown in the drawing 6 bottom, and a gear 80 and a gear 86 are connected by the hub sleeve 34. A gear 80 and a gear 86 call a low state the condition of being connected by the hub sleeve 34. A low state's control of power transfer state control equipment 8 transmits the torque of the 2nd motor generator 9 to the drive gear 85 for lows through a shaft 69, gears 80 and 86, and a hollow shaft 82. And in case the torque of the drive gear 85 for lows is transmitted to the driven gear 88 for lows, and the counter driven shaft 77, the rotational speed is slowed down and torque is amplified.

[0082] Below, in transmitting the torque of the 2nd motor generator 9 to wheel 49A, the case where demand torque fell and the vehicle speed rises is explained. In this case, when power transfer state control equipment 8 is controlled by the low state, the 2nd motor generator 9 will carry out high-speed rotation. Then, in such a case, the hub sleeve 34 of the switch device 33 is controlled by the location shown in the drawing 6 bottom, and a gear 80 and a gear 84 are connected by the hub sleeve 34. A gear 80 and a gear 84 call a high state the condition of having been connected by the hub sleeve 34. A high state's control of power transfer state control equipment 8 transmits the torque of the 2nd motor generator 9 to the drive gear 83 for highs through a shaft 69, gears 80 and 84, and a hollow shaft 82. And in case the torque of the drive gear 83 for highs is transmitted to the driven gear 87 for highs, and the counter driven shaft 77, it accelerates the rotational speed and torque decreases.

[0083] In addition, the power transfer path when power transfer state control equipment 8 is controlled to any of a low state or a high state, in case the torque of the 2nd motor generator 9 is transmitted to front-wheel 49A via the counter driven shaft 77 is the same as the example of drawing 4.

[0084] The power outputted from the engine 1 and the power outputted from the 2nd motor generator 9 can be gone via the epicyclic gear device 7 further again, the power compounded while compounding with the counter driven shaft 77 can more specifically be gone via a differential 43, and it can also transmit to front-wheel 49A.

[0085] And in transmitting the power of the 2nd motor generator 9 to front-wheel 49A, also in the example of drawing 6, the power transfer state control equipment 8 which changes the change gear ratio between a shaft 69 and the counter driven shaft 77 and the transfer path of power is arranged at paths other than the power transfer path of resulting [ from an engine 1 ] in front-wheel 49A. Therefore, also in the example of drawing 5, the same effectiveness as the example of drawing 1 can be acquired. Moreover, in the example of drawing 6, since the selection gearing type change gear style 91 is used as power transfer state control equipment 8, the modification degree of freedom of the change gear ratio of power transfer state control equipment 8 increases by increasing the number of the gear trains. In addition, the operation effectiveness of others of the example of drawing 6 is the same as drawing 1 and the operation effectiveness of the example of drawing 4.

[0086] Thus, in each example, when predetermined right-hand-side material (specifically friction engagement equipments, such as a clutch 67 and a brake 68, or the hub sleeve 34 etc.) operates, power transfer state control equipment 8 is constituted between two rotation members, so that a switch and

setup of different change gear ratios and different power transfer paths may be performed. For this reason, although it may set working [ the above-mentioned right-hand-side material ], the condition that the condition that power is not transmitted between two rotation members, or a power transmission efficiency falls may arise transitionally and the driving force of a car may decline. In each example, since it is arranged at paths other than the power transfer path in which power transfer state control equipment 8 results [ from an engine 1 ] in front-wheel 49A, the fall of the driving force of a car can be controlled. [0087] Moreover, in each above-mentioned example, a change gear ratio can also be switched more than a three-stage by using the epicyclic gear type change gear style or the selection gearing type change gear style, being constituted so that the change gear ratio may be nonsequentially switched to two steps, but increasing the number of the gear trains as power transfer state control equipment 8, when a selection gearing type change gear style is used. furthermore -- as power transfer state control equipment 8 -- the change gear ratio between two rotation members -- being stepless (continuous) -- the nonstep variable speed gear which can be changed can also be used. As this nonstep variable speed gear, a well-known belt type nonstep variable speed gear and a well-known toroidal mold nonstep variable speed gear are mentioned.

[0088] Although it is the output shaft and the 2nd motor generator 9 of an engine 1 and the output shaft explained the car arranged crosswise [ of a car ] in each example further again, it is the output shaft and the 2nd motor generator 9 of an engine 1, and an output shaft can apply this invention also to the car arranged at the cross direction of a car. That is, this invention is applicable also to a F-R vehicle (front engine Riyadh live vehicle; engine introduction rear drive vehicle) or a four-wheel drive car. This invention can also be applied further again also to a R-R vehicle (an engine a posterior part loading method rear drive vehicle). [ Rear engine Riyadh live vehicle; ] Thus, a rear wheel is also contained in the wheel of this invention when this invention is used for a F-R vehicle, a R-R vehicle, a four-wheel drive car, etc.

[0089] Moreover, this invention is also applicable to the hybrid car which has three or more sources of driving force. Moreover, as a source of driving force carried in a hybrid car, two or more kinds of sources of driving force where the generating gestalten of power differ, or two or more sources of driving force where the generating gestalt of power is the same are mentioned. Moreover, in this invention, the combination of an engine and a flywheel system, the combination of a motor and a flywheel system, the combination of a gas turbine and a flywheel system, the combination of an engine and a fuel cell system, etc. are [ besides the combination of an engine and a motor generator ] also employable as two or more sources of driving force.

[0090]

[Effect of the Invention] As explained above, even when transmitting the outputted power to a wheel through power transfer state control equipment from the predetermined source of driving force according to invention of claim 1 and changing the power transfer condition between two rotation members, the power of sources of driving force other than the predetermined source of driving force can be transmitted to a wheel. Therefore, while being able to control the fall of the driving force of a car, and the fall of the performance-traverse ability of a car, it is avoidable that an operator has sense of incongruity. Moreover, also in invention of claim 2, the same effectiveness as invention of claim 1 can be acquired. Furthermore, also in invention of claim 3, the same effectiveness as invention of claim 2 can be acquired.

[0091] According to invention of claim 4, claim 1 thru/or the same effectiveness as invention of 3 can be acquired, and also the arrangement location of comrades can be overlapped with the predetermined source of driving force in part at least as other devices in the direction of an axis of each output shaft. Therefore, the arrangement tooth space of each device in the direction of an axis of each output shaft is narrowed, and mount nature improves.

[0092] According to invention of claim 5, claim 1 thru/or the same effectiveness as one invention of 3 can be acquired, and also in radial [ of each output shaft ], the arrangement tooth space between two or more sources of driving force is narrowed, and mount nature improves.

[0093] According to invention of claim 6, the arrangement tooth space of the power transfer state

control equipment [ can acquire claim 1 thru/or the same effectiveness as one invention of 5, and also ] in the direction of an axis of each output shaft is narrowed, and mount nature improves further.  
[0094] According to invention of claim 7, by being able to acquire claim 1 thru/or the same effectiveness as one invention of 4, and also increasing the number of gear trains, alternative for the degree of freedom which adjusts the change gear ratio of the path which results in the predetermined source empty vehicle ring of driving force to control the driving force of increase and a car increases, and performance-traverse ability improves.

---

[Translation done.]

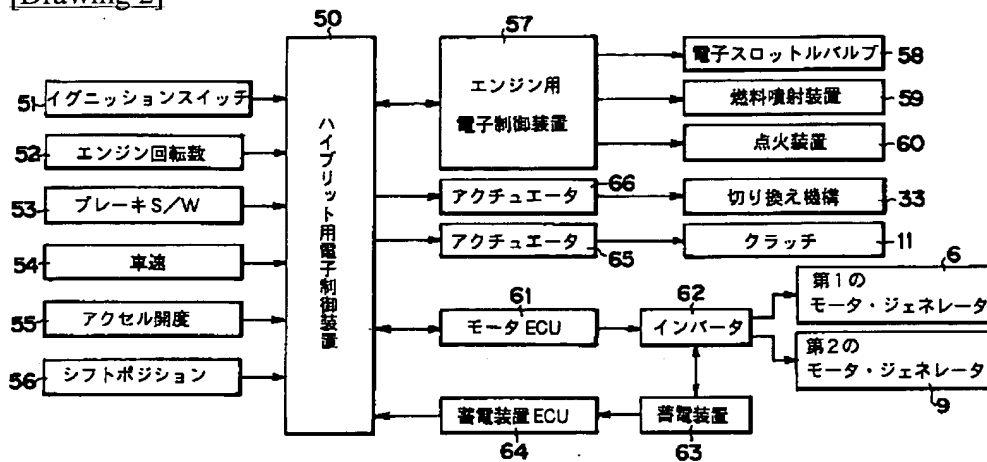
## \* NOTICES \*

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

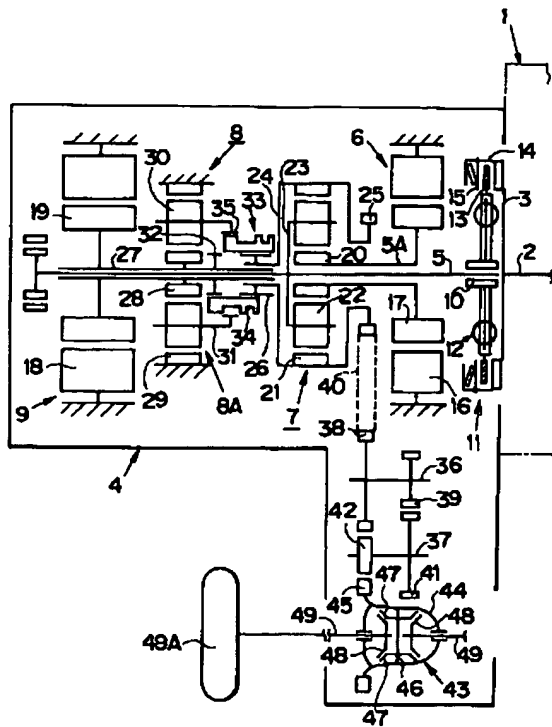
## DRAWINGS

[Drawing 2]



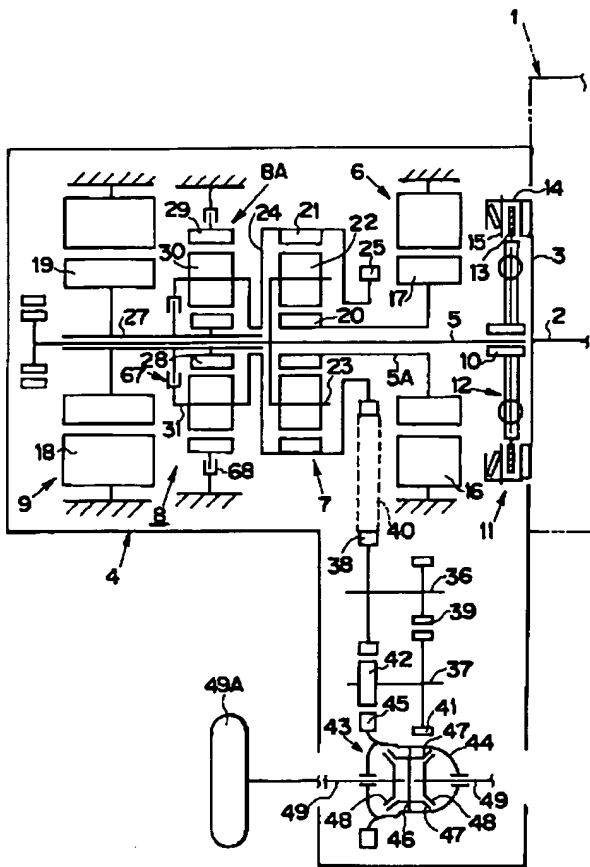
[Drawing 1]



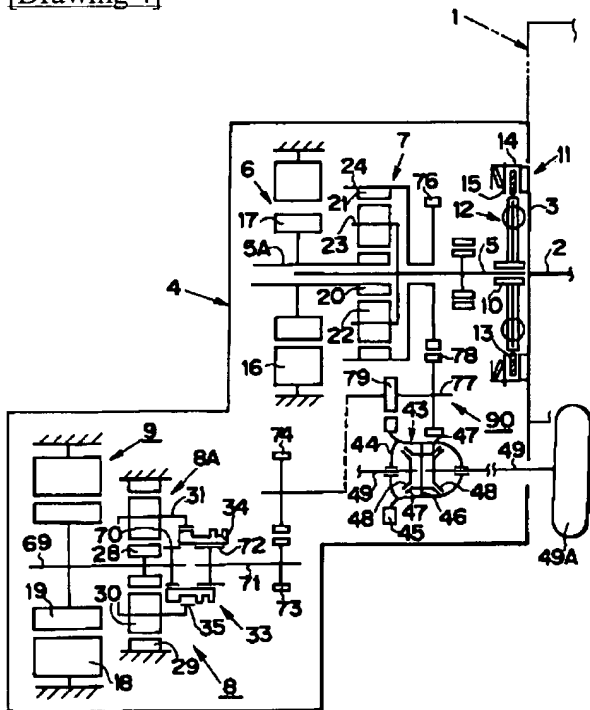


- 1: エンジン 2: クランクシャフト 6: 第1のモータ・ジェネレータ  
 7: 遊星歯車機構 8: 動力伝達状態制御装置 8A: 遊星歯車式変速機構  
 9: 第2のモータ・ジェネレータ 20, 28: サンギヤ 21, 29: リングギヤ  
 23, 31: キャリヤ 24: コネクティングドラム 26: ギヤ  
 27: 中空シャフト 49A: 前輪

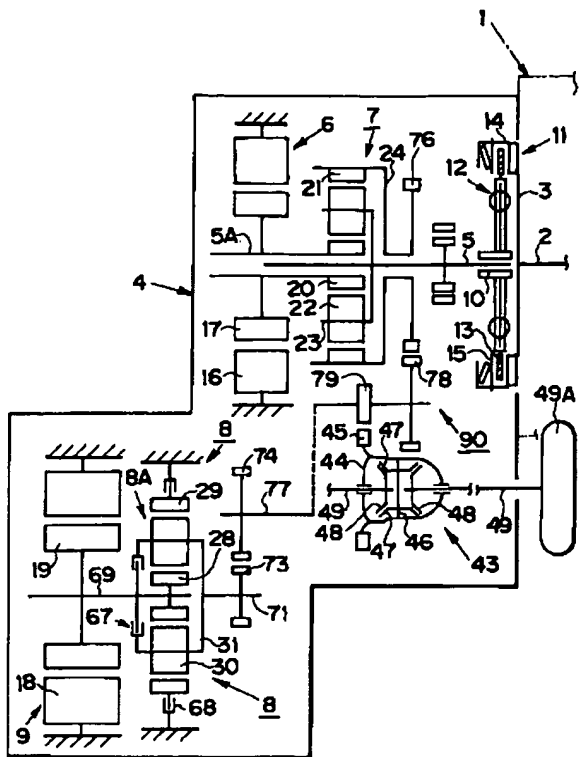
[Drawing 3]



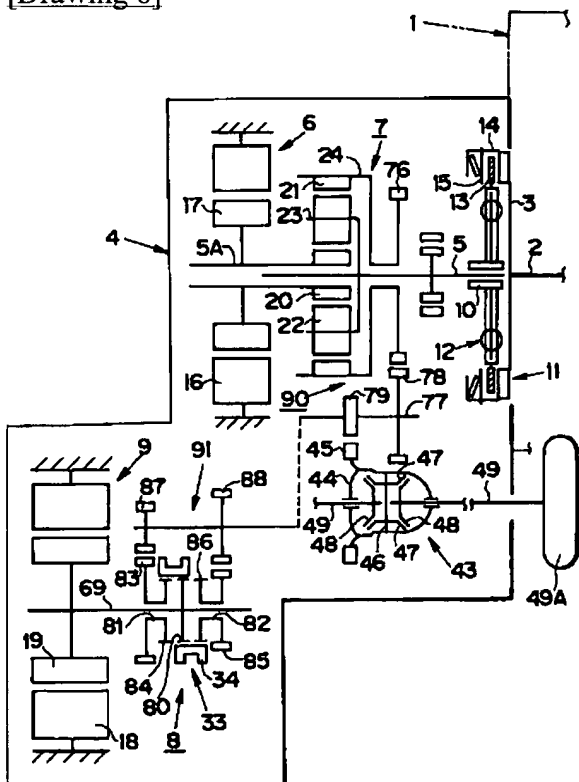
[Drawing 4]



[Drawing 5]



[Drawing 6]



[Translation done.]